

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

Формирование виртуальных сопряжённых моделей рабочих колёс насосов турбонасосных агрегатов ЖРД

Электронное учебное пособие

Работа выполнена по мероприятию блока 2 «Развитие и повышение эффективности научно-инновационной деятельности» и блока 3 «Развитие информационной научно-образовательной среды и инфраструктуры» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка технологии и методического обеспечения для создания виртуального жидкостного ракетного двигателя (ЖРД)»
Соглашение № 2/11 от 03 июня 2013 г.

САМАРА
2013

УДК 621.454.2 (075)
Ф 796

Авторы: **Белоусов Анатолий Иванович,
Кривцов Александр Васильевич,
Шаблий Леонид Сергеевич,
Шкловец Александр Олегович**

Формирование виртуальных сопряжённых моделей рабочих колёс насосов турбонасосных агрегатов ЖРД [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / А. И. Белоусов и др.; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (11 Мб). - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В пособии описаны основные приёмы работы с газодинамическим пакетом ANSYS CFX и прочностным пакетом ANSYS Static Structural для моделирования напряжённо-деформированного состояния рабочих колёс насосов турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей в сопряжённой постановке. Разобраны особенности проведения совместного газодинамического и прочностного анализа.

Учебное пособие предназначено для подготовки специалистов, обучающихся по специальности 160302 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» (ГОС-2), изучающих дисциплины «САЕ-системы в механике жидкости и газа» в 5 семестре и «Моделирование рабочих процессов РД» в 6 семестре, «Динамика и прочность РД» в 7 семестре; для специалистов направления подготовки 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», изучающих дисциплины «САЕ-системы в механике жидкостей и газов» в 5 семестре, «Моделирование потоков в лопаточных машинах» в 7 семестре, «Проектирование турбонасосных агрегатов» в 8 семестре; для магистрантов по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплину «Исследование рабочего процесса ракетных двигателей и энергетических установок» в А-семестре.

Подготовлено на кафедрах ТДЛА и КиПДЛА СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	5
ЗАДАНИЕ.....	6
1 ПРОБЛЕМАТИКА СОПРЯЖЁННЫХ ПРОЦЕССОВ РАБОЧИХ КОЛЕС НАСОСОВ ТНА	
1.1. Общие требования к насосным агрегатам.....	8
1.2 Конструктивные особенности ТНА и условия работы рабочих колёс насосов и турбин.....	9
1.3 Насосы ТНА	
1.3.1 Параметры насосов и требования к насосам.....	15
1.3.2 Классификация насосов и основные СЭ.....	17
1.3.3 Центробежные насосы.....	19
1.3.4 Осевые насосы.....	28
1.3.5 Шнековые насосы.....	29
1.3.6 Особенности изготовления деталей насосов ТНА.....	33
2 Моделирование гидродинамических процессов в рабочих колесах насосов ТНА.....	36
2.1 Создание модели основного тракта насоса в <i>Design Modeler</i>	37
2.2 Создание на основе твердотельной модели тракта сеточной модели в <i>Ansys Meshing</i>	47
2.3 Настройка расчетной модели насоса в <i>Ansys CFX-Pre</i>	61
2.4 Расчет и анализ полученных результатов.....	82
3 Моделирование напряженно-деформированного состояния колеса насоса.....	92
3.1 Разработка геометрической модели диска и шнека насоса ТНА.....	92
3.2 Разработка сеточной модели диска и шнека насоса ТНА.....	108
3.3 Задание нагрузки и граничных условий.....	112
3.4 Проведение расчета и анализ полученных результатов.....	123
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	128
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	129

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ЖРД – жидкостный ракетный двигатель

ТНА – турбонасосный агрегат

НДС – напряженно-деформированное состояние

CAD – computer-aided design

CAE – computer-aided engineering

ЛКМ – левая кнопка мыши

ПКМ – правая кнопка мыши

РК – рабочее колесо

ГУ – граничное условие

СЭ – структурный элемент

ШЦБН – шнекоцентробежный насос

ВВЕДЕНИЕ

Развитие ракетно-космической техники и космических исследований обусловило подготовку соответствующих специалистов в отечественных высших учебных заведениях.

К настоящему времени опубликовано ряд учебников и учебных пособий, способствующих подготовке квалифицированных специалистов по теории [1, 3, 12, 18 и др.] и конструкции [4, 9, 11, 19] турбонасосных агрегатов (ТНА) жидкостного ракетного двигателя (ЖРД). В них достаточно глубоко, но без привлечения компьютерных технологий рассматриваются вопросы или теории, или конструкции и прочности ТНА.

Настоящее учебное пособие «Формирование виртуальных сопряжённых моделей рабочих колёс насосов турбонасосных агрегатов ЖРД» представляет собой первую часть комплекса пособий, предназначенных для внедрения новой концепции подготовки высококачественных специалистов по специальности 160302 и направлениям подготовки 160700.65 и 160700.68. Эта концепция базируется на решении сопряжённых гидро- и газодинамических, термодинамических, тепловых, прочностных, деформационных, динамических и технологических моделей оценки параметров эффективности создаваемых изделий и управления ими на этапах проектирования и доводки конструктивных систем, подсистем и структурных элементов ТНА как системы.

В насосной системе топливопитания (НСТП) ЖРД используются насосы — устройства, преобразующие механическую энергию привода в потенциальную энергию давления жидкости. Насосы обеспечивают подачу компонентов топлива с заданными параметрами — объёмным \dot{V} или массовым m расходом и давлением p_2 .

В ЖРД для привода насосов чаще всего применяют газовые или жидкостные (гидравлические) турбины. Насосы и турбины компонуют в единый турбонасосный агрегат.

НСТП ЖРД предложил еще в 1927 г. К. Э. Циолковский. Ф. А. Цандер в 1932 г. составил схему ЖРД, в которой в качестве привода насосов предполагал использовать турбину, работающую на газе, отводимом из основной камеры сгорания. В 1940 г. в КБ, возглавляемом В. П. Глушко, был разработан проект ЖРД — самолётного ускорителя на азотной кислоте HNO_3 и керосине. Шестеренчатые насосы этого ЖРД приводились во вращение от вала основного поршневого двигателя через гидромуфту. В 1942—1946 г.г. ускоритель РД-1 и его модификации проходили стендовые и лётные испытания. В эти же

годы под руководством Л. С. Душкина были созданы и испытаны основные самолётные ЖРД (РД-2М и др.) на HN03 и керосине. Турбина ТНА в них питалась продуктами разложения перекиси водорода H_2O_2 в жидкостном газогенераторе (ЖГГ) с твёрдым катализатором и приводила во вращение через редуктор центробежные насосы основных компонентов и H_2O_2 . Следует отметить, что за рубежом после 1945 г. H_2O_2 подавалась в ЖГГ ЖРД по-прежнему с помощью отдельной ВСТП.

Таким образом, отечественные разработки ЖРД, вообще, и ТНА, в частности, по ряду направлениям схемных решений, конструирования, изготовления и доводки не только не отставали от зарубежных, но и значительно опережали их [1, 4, 7, 11, 14].

ЗАДАНИЕ

На основе данных, полученных в ходе выполнения курсовых проектов по дисциплинам «Теория и расчет лопаточных машин агрегатов ракетных двигателей», «Проектирование турбонасосных агрегатов» студенту предлагается самостоятельно, получая консультации преподавателя, произвести расчет напряженно-деформированного состояния рабочего колеса шнекоцентробежного насоса турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя в сопряженной постановке. Для этого необходимо произвести сначала расчет гидродинамических процессов в тракте насоса, а затем используя полученные данные в качестве граничных условий, произвести расчет напряженно-деформированного состояния.

В качестве примера в пособии описано формирование сопряженных моделей (газодинамической и прочностной) шнека и крыльчатки второй ступени насоса турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. Шнек постоянного шага, имеет две лопатки с заправленными входными кромками. Крыльчатка закрытого типа. Утечки жидкости по буртам крыльчатки ограничиваются малыми зазорами между плавающими кольцами и буртами крыльчатки. Рабочее тело представляет собой реактивное топливо марки Т1, по свойствам близкое керосину. На расчетном режиме вторая ступень насоса обеспечивает следующие параметры:

– давление на входе	$P^*_{\text{вх}}$, МПа	4,2
– расход	G , кг/с	144,2
– давление на выходе	$P^*_{\text{вых.}}$, МПа	29,4
– температура на входе	$T^*_{\text{вх}}$, К	288,15
– Частота вращения ротора	n , об/мин	17476
– Степень повышения давления в насосе	$\pi^*_к$	5,2

Внешний вид шнека и крыльчатки представлен на рис. 1 и Рис. 3.

Данное учебное пособие предназначено для пользователей уже имеющих опыт работы с программными продуктами *ANSYS*, поэтому развёрнутые пояснения будут приведены только для сложных операций, а простые описаны кратко.

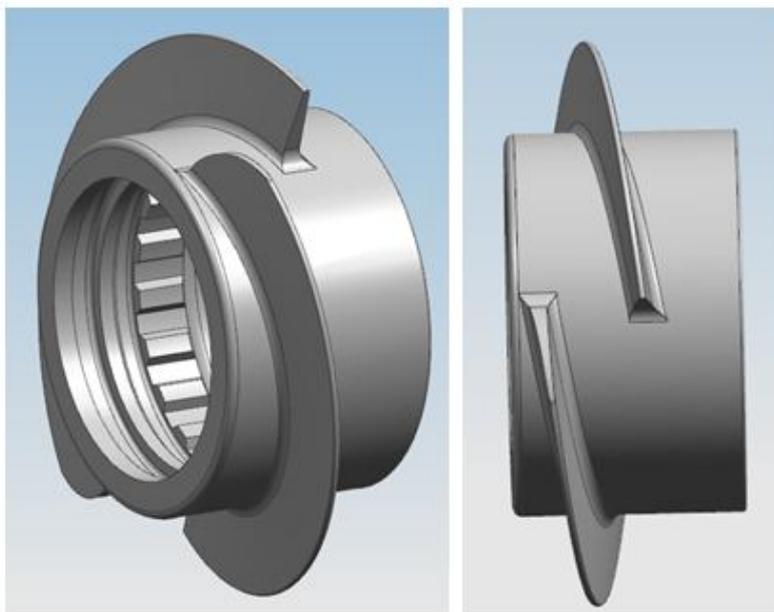


Рис. 2. Твёрдая модель шнека

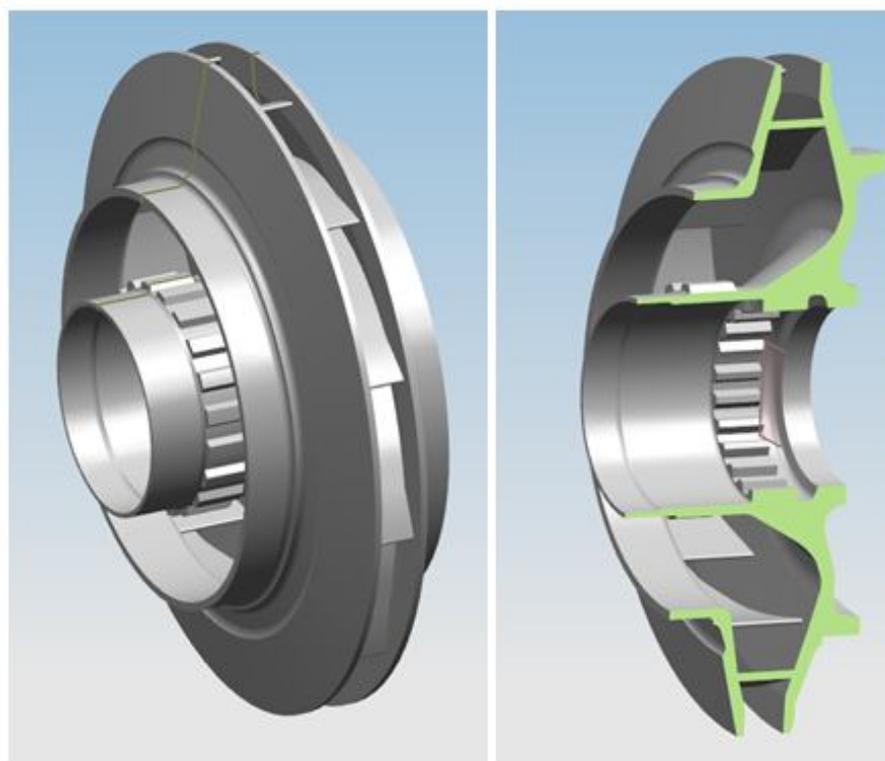


Рис. 3. Твёрдая модель крыльчатки

1 ПРОБЛЕМАТИКА СОПРЯЖЁННЫХ ПРОЦЕССОВ В РАБОЧИХ КОЛЁСАХ НАСОСОВ ТНА

1.1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К НАСОСНЫМ АГРЕГАТАМ

Улучшение параметров двигателя и ТНА, повышение их КПД увеличивают удельный импульс тяги двигателя, снижают удельную массу как ТНА, так и двигательной установки (ДУ) в целом, способствуют повышению полезной нагрузки РН.

Улучшение параметров и конструкции ТНА проводится путём глубокой научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы (НИОКР), конструкторской и технологической проработки с учётом применения новых высококачественных материалов, учёта опыта проектирования, доводки на этапах опытного и серийного производства изделий, а также их эксплуатации в составе летательного аппарата (ЛА).

Предъявляемые к ТНА требования формулируются согласно задачам, выполняемым ДУ, в которую он входит как составная часть и компонуется в единый блок. Таким образом, общие требования к ДУ в полной мере относятся и к ТНА с конкретизацией общих и специальных требований.

К ТНА предъявляется ряд обязательных требований:

- обеспечение работоспособности и основных параметров при заданном ресурсе и минимальной стоимости изготовления, при необходимости – с возможными паузами и многократным запуском;
- обеспечение на всех режимах работы двигателя подачи компонентов топлива требуемого расхода и давления при минимальных пульсациях давления и высоком уровне показателей надёжности с приемлемой величиной КПД всего ТНА;
- обеспечение минимальных размеров и массы всей ДУ за счёт наименьших габаритов и массы самого ТНА.

Требования минимума осевых и/или радиальных размеров могут предъявляться отдельно. Габариты ТНА иногда не оговариваются, например, в случае проектирования двигателя, расположенного в баке одного из компонентов топлива (двигатель, утопленный в баке – «утопленник»).

Требования по степени герметичности ТНА различны и предъявляются к отдельным его узлам и полостям, если допускаемая протечка не отражается на работоспособности двигателя и служит только показателем его экономичности. Для ТНА двигателя, расположенного в баке с компонентом, выполнение этого условия обязательно, так как малейшая негерметичность приведёт к аварии.

Технологичность и себестоимость ТНА обычно оцениваются в совокупности с ДУ или всего ЛА. Отдельные требования к насосам и их приводу зависят от параметров ДУ, физико-химических свойств компонентов топлива и его состоянием в подводящих к насосам магистралях.

Насосы должны обладать:

- надёжностью при работе с агрессивными жидкостями – компонентами топлива ЖРД;
- рабочей характеристикой, обеспечивающей стабильность величины тяги двигателя на всех режимах его работы;
- высокой антикавитационной устойчивостью, обеспечивающей работу двигателя в условиях максимального уменьшения массы всего ЛА за счёт низкого давления в баках при заданной угловой скорости ротора ТНА;
- стойкостью к ударным и вибрационным нагрузкам.

Конструктивное совершенство и минимизация массы насосного агрегата связаны с параметрами газовой турбины, применяемой в качестве основного привода насосов. С ростом угловой скорости вращения ротора ТНА повышается экономичность турбины. Часто турбина комплектуется с насосами на общем валу без сложных дополнительных агрегатов и узлов (например, мультипликатора). В качестве рабочего тела турбины широко используются основные компоненты топлива ЖРД.

1.2 КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТНА

И УСЛОВИЯ РАБОТЫ РАБОЧИХ КОЛЁС НАСОСОВ И ТУРБИН

ТНА классифицируют по назначению, конструктивной схеме и типам входящих в них агрегатов.

По назначению ТНА делят на *основные*, создающие давление подачи компонентов в камеру, и *вспомогательные (бустерные)*, повышающие давление жидкости на входе в основные насосы для обеспечения их бескавитационной работы.

Конструктивной называют условную графическую схему совокупности СЭ ТНА, характеризующую их типами, количеством, взаимным расположением и соединением СЭ конструкции. Впервые концепция конструктивных схем ТНА была отражена в учебном пособии [3], затем развита и детализирована в пособии [4] с дополнением взаимосвязи конструктивных и силовых систем и схем ТНА, а также с формулированием принципов их проектирования [5, 6].

Наиболее простую конструкцию имеет однороторный ТНА. В нём рабочее колесо осевой турбины посажено на один вал с центробежными колесами насосов горючего и окислителя, соответственно. Силовая система ТНА состоит из силовых систем ротора и корпуса, соединённых между собой с помощью радиального и радиально-упорного подшипников. В силовую систему ротора входят все вращающиеся вместе с валом детали, включая и шнековое колесо. Силовая система корпуса состоит из корпуса выходного устройства, соплового аппарата второй ступени, корпуса турбины, коллектора подвода газа с

соплами, крышки и корпуса насоса окислителя, корпуса и крышки насоса горючего, крепления ТНА к раме двигателя и крепёжных деталей.

Увеличение удельных параметров ЖРД связано с повышением давления в камере двигателя. Наличие перепада давления в газогенераторе и тракте газовой турбины ведёт к тому, что насосы ТНА должны быть высоконапорными. При создании ТНА с высокими окружными скоростями и КПД, малыми размерами и массой в качестве основных используются центробежные насосы с приводом от газовой турбины.

В ЖРД применяются и другие типы насосов: осевые (шнеки, пропеллерные), струйные (эжекторы), дисковые, вихревые и т.п. Они выполняют вспомогательные функции, как подкачивающие устройства, хотя в бустерных насосных агрегатах могут служить основными.

Газовые турбины для привода насосов – малогабаритные с осевым или радиальным направлением рабочего тела. В качестве газа берутся продукты сгорания основных компонентов топлива в газогенераторе. Возможны также варианты:

- использование специальных, однокомпонентных топлив;
- отбор газа из камеры сгорания;
- нагрев рабочего тела турбины в рубашке охлаждения камеры и другие.

Для привода насосов в двигателях без дожигания применяются активные турбины, в двигателях с дожиганием – одноступенчатые реактивные. Повышение угловой скорости ротора насосного агрегата ограничивается, в основном, антикавитационными характеристиками насосов, режущей способностью уплотнительной системы и опор ротора.

Размещение на общем валу с газовой турбиной насосов для подачи агрессивных и токсичных рабочих тел, которые при соединении могут вступать в бурную химическую реакцию со взрывом, приводит к необходимости тщательного анализа при выборе КСх ТНА.

Как отмечалось выше, подробный анализ КСх ТНА изложен в учебном пособии [2]. Здесь лишь фрагментарно проанализируем некоторые из них.

Следует учитывать, что физико–химические свойства рабочих тел, подаваемых насосами, изменяются в широких пределах. Экстремальные условия работы агрегата будут при расположении газовой турбины, рабочее тело которой имеет температуру более 1000 К, рядом с насосом криогенного компонента. При больших перепадах величин температуры и давления между соседними полостями ТНА сложно создать конструкцию надёжного уплотнения на валу. В таких условиях от системы уплотнения зависит не столько экономичность, сколько надёжность ТНА в целом. В этом случае рабочее колесо турбины работает в условиях действия значительных изгибающих нагрузок и больших термических напряжений.

Схемы ТНА при различной компоновке турбины и двух шнекоцентробежных насосов приведены на рис. 1.1. Возможное расположение уплотнительных устройств между полостями с деталями, имеющими относительное перемещение, отмечено перекрещенными прямоугольниками.

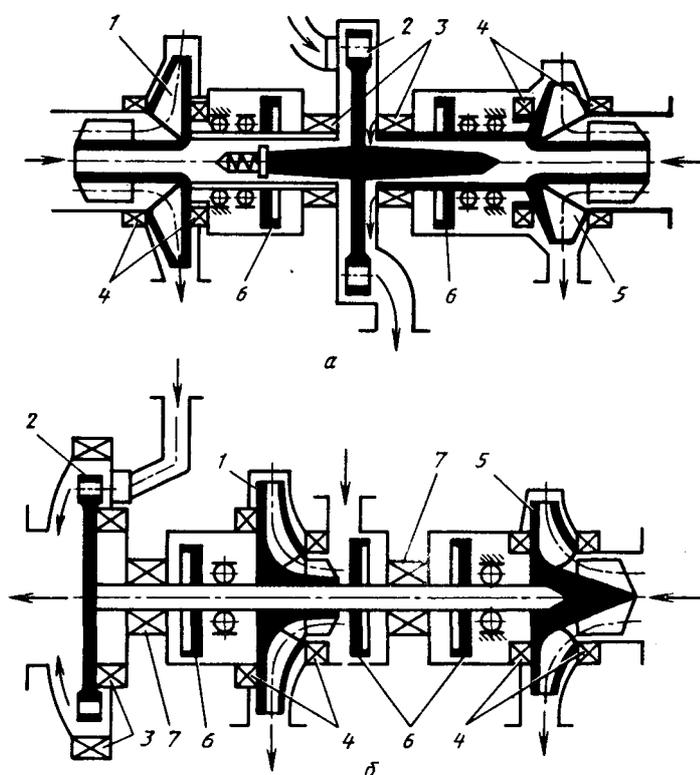


Рис. 1.1. Схемы ТНА:

а - центральное расположение турбины;

б - консольное расположение турбины;

T - турбина; НО - насос окислителя; НГ – насос горючего;

Уплотнения:

1 – гидродинамическое концевое; 2 – промежуточное;

3,4,5 – внутренние насоса

В конструкции ТНА с центральным расположением турбины (см. рис.1.1, *а*) обеспечивается симметричное нагружение опор ротора, более рационально распределяется крутящий момент и надёжно герметизируются жидкостные полости насосов. Это важно, когда компоненты топлива самовоспламеняющиеся, т.е. способны вступать в химическую реакцию. Оба насоса при такой компоновке располагаются консольно, имеют осевой подвод и, следовательно, улучшенные антикавитационные характеристики. Однако, в этом

случае усложняется система уплотнений со стороны насоса, компонент которого вступает в химическую реакцию с рабочим телом турбины. Эти недостатки при необходимости решаются конструктивно. Такая схема ТНА применяется в двигателях без дожигания с малым значением тяги.

При консольном расположении турбины исключается влияние температурных деформаций на работу подшипников ротора и тепловых потоков в один из насосов, особенно, когда подается криогенный компонент. Турбина при консольном расположении получается компактной и лёгкой. Такая схема единственно приемлема в ТНА двигателей с дожиганием и при высоком уровне тяги двигателя без дожигания. В конструкции ТНА удобно компонуются высоко расходные насосы, имеющие двухсторонний подвод.

Однороторный ТНА ЖРД РД – 119 (рис. 1.2) состоит из двухступенчатой газовой турбины активного типа и центробежных насосов окислителя (жидкий кислород) и горючего (несимметричный диметилгидразин – НДМГ). Конструктивно ТНА выполнен из двух основных составных частей с отдельными валами, каждый из которых установлен на двух шарикоподшипниках: турбины с насосом горючего и насоса окислителя. Валы соединяются рессорой с эвольвентными шлицами, обеспечивающими передачу крутящего момента с вала турбины и насоса горючего на вал насоса окислителя.

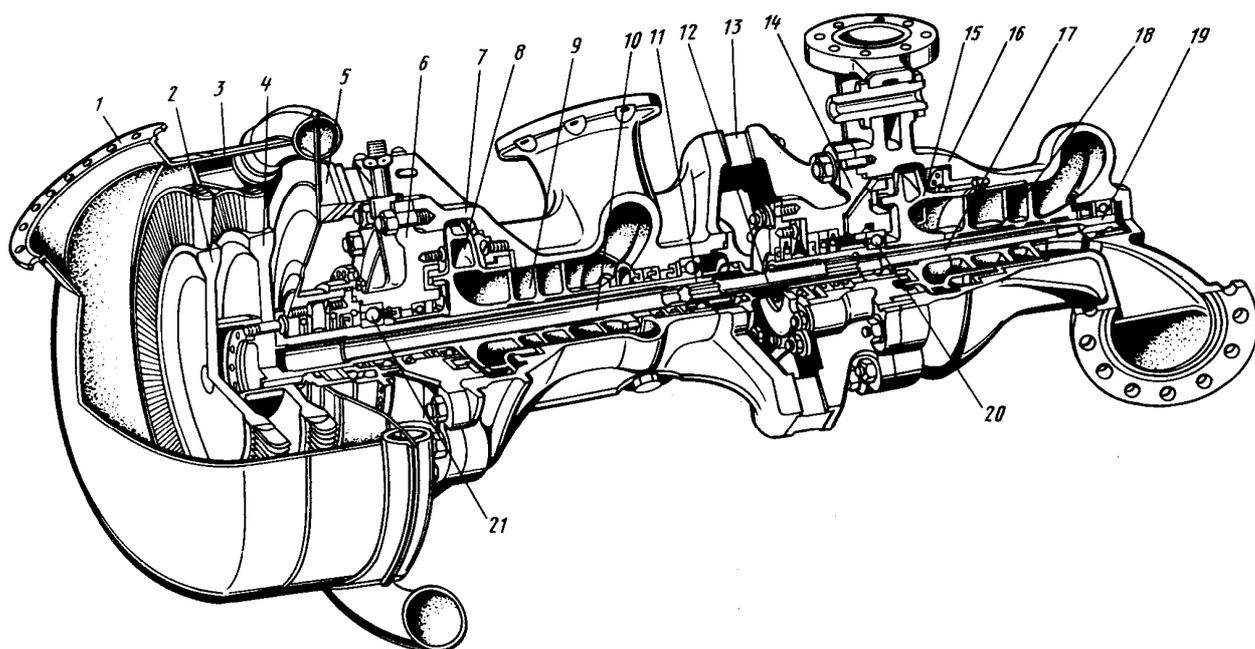


Рис. 1.2. Турбонасосный агрегат ЖРД РД-119:

1 – фланец выхлопного коллектора; 2,4 – диск турбины I и II ступени; 3 – статор турбины; 5,13 – шпонки; 6,14 – крышки насосов; 7,16 – корпуса насосов; 8,15 – центробежные колеса; 9,18 – шнеки; 10,17 – валы; 11,19,20,21 – подшипники; 12 – рессора

Корпусы турбины, насосов горючего и окислителя соединены между собой шпильками через радиальные шпонки 5 и 13, Шпонки позволяют сохранять соосность соединяемых составных частей ТНА при температурных деформациях, возникающих в результате большой разницы температур рабочих тел турбины и насоса.

Центробежные крыльчатки насосов разгружены от осевых усилий благодаря расположению с обеих сторон их уплотняющих буртов на равных уровнях, а также наличию разгрузочных отверстий в дисках. Неуравновешенная часть осевой силы в каждом из насосов воспринимается одним радиально-упорным подшипником, закреплённым в осевом направлении по внутреннему и наружному кольцам.

Двухступенчатая турбина со ступенями скорости расположена консольно на общем валу со шнекоцентробежным насосом горючего, подающим НДМГ. Крутящий момент от дисков 2 и 4 турбины передается на вал насоса горючего с расположенным на нём центробежным колесом 8. Крутящий момент от вала 10 насоса горючего передаётся через шлицевые соединения рессоры 12 на вал 17 насоса окислителя. Вал 17 расположен на двух подшипниках 19, 20, работающих в среде жидкого кислорода. Корпус 7 насоса горючего, объединяющий подводящие устройства и диффузор с улиткой, соединён с крышкой 6 шпильками. Для разделения полостей насоса и газовой турбины по валу расположены уплотнительные кольца и манжеты. Подшипники 11 и 21 насоса горючего работают в среде консистентной смазки.

Насосы первых ТНА имели центробежные колёса (крыльчатки) открытого или полузакрытого типа с односторонним входом (давление подачи в насос 2...4 МПа, частота вращения колес 400...500 рад/с). Для их привода применялись одно- и двухступенчатые активные турбины с парциальным подводом газа, имевшие низкую мощность и невысокий КПД (см. в табл. 1 ТНА ЖРД А-4 ракеты V-2). Иногда между турбиной и насосами устанавливался редуктор.

Характер изменения основных параметров ТНА в процессе их развития показан в табл. 1.

Таблица 1 – Основные параметры ТНА некоторых ЖРД

ТНА ЖРД	Массовый расход, кг/с	Максимальное давление подачи, МПа	Скорость вращения ротора, рад/с	Время работы, с	Мощность турбины, МВт	КПД ТНА	Удельная мощность ТНА, МВт/кг
А-4	122	2,0	400	65	0,342	0,20	0,0023
F-1	2700	9,0	580	4500	44,2	0,35	0,005
SSME(H ₂)	65,8	49,0	3500	27000	56,0	0,50	0,17

Повышение удельного импульса I_y ЖРД потребовало увеличения давления в камере и, следовательно, повышения давления подачи насосов. Увеличение r_2 привело бы к росту массы насоса. Поэтому целесообразнее увеличивать скорость вращения ω ротора. Однако при этом возникает опасность появления кавитации на входе в колесо. Поэтому перед

центробежным стали устанавливать осевое колесо, имеющее лучшие антикавитационные свойства (рис. 1.4, поз. 1). Для увеличения расхода окислителя центробежное колесо начали изготавливать с двухсторонним входом (см. рис. 1.1, поз. 8). Применение специальных жидкостей для генерации газа, используемого в турбине и для наддува баков, привело к установке на некоторых ТНА еще одного или двух дополнительных насосов, соединённых с валом основного насоса через мультипликатор, а также испарителя.

Перевод турбины и системы наддува баков на питание газом, получаемым при газификации основных компонентов топлива, позволил вернуться к схеме ТНА с двумя насосами, т.е. значительно упростить конструктивную схему ТНА при существенном усложнении ЖРД в целом.

Обеспечение оптимальных условий работы турбины и насосов потребовало применения редукторных схем ТНА (рис. 1.1) или даже отдельных ТНА для каждого компонента.

Питание турбины газом, имеющим большой расход или малую плотность (например, водород H_2 или восстановительный газ с большим избытком H_2), позволяет обеспечивать его подвод по всей окружности лопаточного венца колеса турбины. Благодаря этому устраняется радиальная сила, возникающая на вале турбины при парциальном подводе.

Для снижения давления наддува баков на выходе из них стали устанавливать бустерные насосы, приводимые во вращение турбиной, питаемой газом от основного или вспомогательного ЖГГ.

Значительные изменения параметров ТНА и их конструкции произошли при появлении ЖРД с дожиганием, к классу которых относится и ЖРД НК-33. Повышение давления подачи до 40...50 МПа потребовало значительного увеличения частоты вращения ротора насоса и применения для подачи кислорода двухступенчатого, а для подачи водорода — трёхступенчатого насосов. С целью улучшения антикавитационных свойств центробежных насосов перед их входом стали устанавливать встроенные или вынесенные преднасосы. При значительном расходе генераторного газа, малой величине степени его расширения в турбине и большой частоте вращения её ротора целесообразно использование одно- и двухступенчатых реактивных осевых турбин, имеющих в этом случае по сравнению с активными турбинами более высокий КПД. Подвод газа к рабочим лопаткам колеса турбины по всей его окружности позволил установить ЖГГ непосредственно на входной части корпуса турбины. Это обеспечивает компактность конструкции и снижение тепловых потерь.

Усложнение условий работы подшипников и уплотнений вращающихся деталей привело к необходимости разработки в ряде организаций, в том числе и в КуАИ – СГАУ на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов (КиПДЛА), новых, более эффективных типов этих элементов (например, гидростатических подшипников, гидродинамических демпферов и торцовых гидростатических и газодинамических уплотнений) [5]. Для снижения удельной массы ТНА при изготовлении деталей стали все шире применять материалы с высокой удельной прочностью (высоколегированные стали, стальные и титановые сплавы), а также более совершенную технологию изготовления.

Так, например, лопатки сопловых аппаратов и рабочих колёс турбины изготавливают из жаростойких материалов литьём по выплавляемым моделям, причём с целью повышения прочности пустотелых рабочих лопаток применяется направленная кристаллизация сплава.

1.3 НАСОСЫ ТНА

1.3.1 Параметры насосов и требования к насосам

Насос характеризуют следующими основными параметрами: напором, массовой подачей, коэффициентом полезного действия и потребляемой мощностью.

Напором называют величину, показывающую изменение энергии одного килограмма массы жидкости при прохождении её через насос.

Основными элементами проточной части на примере шнекоцентробежного насоса (см. рис. 1.2) являются: рабочее колесо (6, 14), шнек (9 и 18), соединённые рессорой 12 валы (10 и 17), подшипники (11, 19, 20, 21), корпус насоса (7 и 16) с подводом, служащим для направления потока жидкости на вход в колесо с заданными параметрами, и спиральный канал, обеспечивающий сбор и стабилизацию параметров потока жидкости до входа в отвод. Подаваемый насосом компонент приобретает параметры гидравлической машины, которая обеспечивает перемещение жидкости и сообщает ей энергию. Величину этой энергии, отнесённой к массе перекаченной жидкости, называют напором насоса H . Угловая скорость ω ротора насосного агрегата ограничивается прочностью элементов конструкции или его кавитационными характеристиками и, в основном, определяет остальные параметры и характеристики насоса.

Напор насоса представляет разность удельной энергии жидкости на выходе из насоса и входе в него. При условии, что скорости жидкости на входе в насос и на выходе из него приблизительно равны, напор определяют по формуле

$$H = (p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}}) / \rho \quad (1)$$

где H – напор насоса, Дж / кг.

В расчётах расход через насос принимается объёмный \dot{V} или массовый

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho. \quad (2)$$

Величина полезной мощности насоса

$$N_H = \dot{V} \cdot H \cdot \rho. \quad (3)$$

Мощность, затрачиваемую на привод насоса, определяют выражением

$$N_H = \frac{\dot{m}_H H}{\eta_H}, \quad (4)$$

где N_H – мощность насоса, Вт;

η_H – КПД насоса.

Например, мощность, затрачиваемая на привод водородного насоса ЖРД SSME, составляет 65 МВт.

Уровень совершенства антикавитационных свойств насоса характеризуется величиной кавитационного коэффициента быстроходности.

Увеличение параметра Scr приводит к росту допустимой частоты вращения ротора ТНА, что уменьшает массу насоса и всей двигательной установки, так как способствует снижению давления наддува топливных баков.

Давление на выходе из насосов ЖРД достигает весьма больших величин. Так, например, насос высокого давления, предназначенный для подачи жидкого кислорода в газогенераторы ЖРД SSME, имеет на выходе давление 55 МПа. Напор этого насоса составляет $4,6 \times 10^3$ Дж / кг. Еще больше напор водородного насоса этого двигателя.

Массовая подача насоса ТНА определяется массой жидкости, прокачиваемой за одну секунду. Максимальную её величину имеет кислородный насос ЖРД F-1, у которого $\dot{m} = 1800$ кг/с.

Насосы ЖРД работают в сложных условиях. Перекачиваемые насосами жидкости могут быть коррозионно-активными (агрессивными) или криогенными. Это ограничивает выбор материалов. Стремление к снижению габаритов и массы насосов заставляет делать их высокооборотными, что может вызвать явление кавитации на входе. Для устранения этого явления приходится усложнять конструкцию насосов. Высокие давление на выходе и угловая скорость вращения ротора обуславливают появление больших напряжений в конструктивных элементах, что заставляет весьма тщательно их конструировать и изготавливать с большой точностью. Весьма сложны условия работы высокооборотных подшипников и, особенно, подвижных уплотнений. Поэтому требованиями, предъявляемыми к насосам ЖРД, являются:

- обеспечение необходимых напора и расхода каждого насоса в заданных условиях эксплуатации для получения требуемых величин соотношения компонентов и тяги ЖРД;
- высокие антикавитационные свойства, т.е. возможность работы при низких давлениях на входе;
- возможность подачи агрессивных и криогенных жидкостей;
- минимальные пульсации давления на выходе;
- возможность привода от высокооборотных двигателей (чаще всего — от турбин).

1.3.2 Классификация насосов и основные СЭ

По функциональным признакам в любом насосе можно выделить три основных элемента:

подводящее устройство, обеспечивающее подвод жидкости к рабочему органу с нужными давлением, скоростью и направлением потока;

рабочий орган, в котором жидкости передается механическая энергия;

отводящее устройство, обеспечивающее преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления и отвод жидкости высокого давления от рабочего органа в магистраль с заданной скоростью.

Насосы классифицируют по назначению, типу рабочего органа и виду перекачиваемой жидкости.

По назначению насосы систем ЖРД могут быть *основными* и *вспомогательными*.

По типу рабочего органа насосы разделяют на лопастные, объёмные и струйные.

В *лопастных насосах*, рабочим органом является колесо с лопастями¹ (осевое или центробежное), в объёмных насосах — поршень или пара шестерен, находящихся в зацеплении (рис. 1.3), в струйных — камера смешения струй с высоким и низким давлением (рис. 1.4).

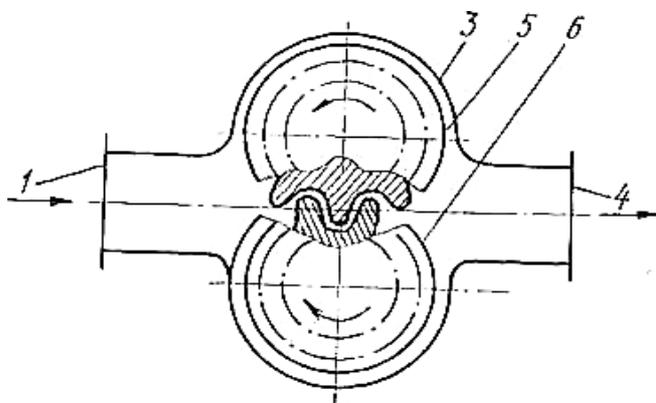


Рис. 1.3. Схема шестеренчатого насоса:

1 — входной патрубок; 3 — корпус; 4 — выходной патрубок;

5 — ведущая шестерня; 6 — ведомая шестерня

¹ В турбомашинах авиакосмической техники лопасти малой длины называются лопатками. Поэтому в дальнейшем используется последний термин,

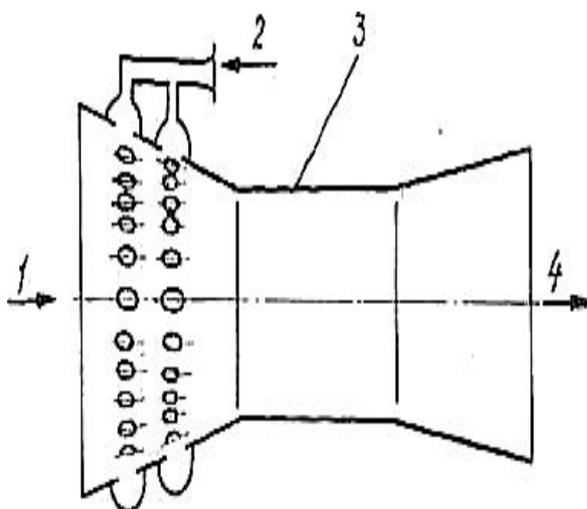


Рис. 1.4. Схема струйного насоса:

1 — низконапорный поток; 2 — высоконапорным поток, 1 — входной патрубок;
3 — корпус; 4 — выходной патрубок; 5 — ведущая шестерня; 6 — ведомая шестерня основного насоса; 3 — корпус; 4 — поток на выходе из насоса

Объёмные насосы (поршневые, шестерёнчатые) позволяют получать большие давления при высоком КПД, причём величина расхода в них практически не зависит от давления подачи (вследствие незначительных утечек через малые зазоры в вытесняющем механизме). Кроме того, они не склонны к кавитации и могут перекачивать двухфазную жидкость. Но при значительных расходах эти насосы имеют большие габариты и массу, а также невысокую массовую подачу вследствие небольших скоростей перемещения рабочих органов, которую ограничивает износ трущихся пар. Поэтому в качестве основных эти насосы в ЖРД не применяли. В последнее время к ним проявляется определённый интерес в связи с необходимостью обеспечения длительной работы ЖРД небольших тяг на космических летательных аппаратах, направляемых к планетам Солнечной системы.

Струйные насосы очень просты по конструкции, но имеют низкий КПД и обеспечивают невысокое давление на выходе. Поэтому их используют лишь в качестве вспомогательных насосов, хотя имеются предложения применять их в качестве основных.

В качестве основных в ТНА используются лопастные насосы, которые работают с высокими окружными скоростями вследствие отсутствия трущихся пар в рабочем органе. Это позволяет применять для их привода турбины и обеспечивать практически любые расходы и давления на выходе при приемлемых КПД, габаритах и массе. Недостатком этих насосов является зависимость развиваемого давления от изменения расхода.

1.3.3 Центробежные насосы

Преимуществами центробежных насосов перед осевыми являются высокая степень повышения давления жидкости в одной ступени и небольшие осевые габариты, а недостатками — высокая склонность к кавитации и радиальные габариты.

Центробежный насос (рис. 1.5) состоит из корпуса, ротора², опор и уплотнений. Жидкость по входному патрубку 1 крышки 4 корпуса 7 поступает в каналы, образованные лопатками 15 вращающегося колеса 3, и под действием центробежной силы течёт к периферии колеса. Вытекая из каналов колеса, она через кольцевой 14 и лопаточный 6 диффузоры поступает в сборник 5 и далее — в выходной патрубок 17. Колесо вместе с валом 16 вращается в подшипниках 9³.

Для уменьшения утечек жидкости из полости высокого давления устанавливают щелевые уплотнения 2 и 8. Во входном патрубке, канал которого сужается, скорость потока возрастает, а статическое давление уменьшается. В каналах колеса жидкости передается механическая энергия, что приводит к повышению как кинетической энергии потока (к росту скорости), так и потенциальной энергии (к увеличению статического давления). В диффузорах, сборнике и выходном патрубке, каналы которых являются расширяющимися, последовательно происходит преобразование кинетической энергии потока потенциальную. В результате давление на выходе из насоса будет значительно выше давления на входе.

Подводящее устройство центробежного насоса представляет собой канал, по которому жидкость подводится к колесу. Он начинается входным патрубком, который часто составляет единое целое с крышкой или корпусом насоса, и заканчивается в части колеса, не занятой лопатками.

² Ротором называют совокупность жёстко связанных между собой вращающихся СЭ насоса, турбины или ТНА в целом. Жёстко связанные между собой корпусные детали образуют статор. Ротор и статор связаны между собой подшипниками.

³ На рисунке условно показан один подшипник.

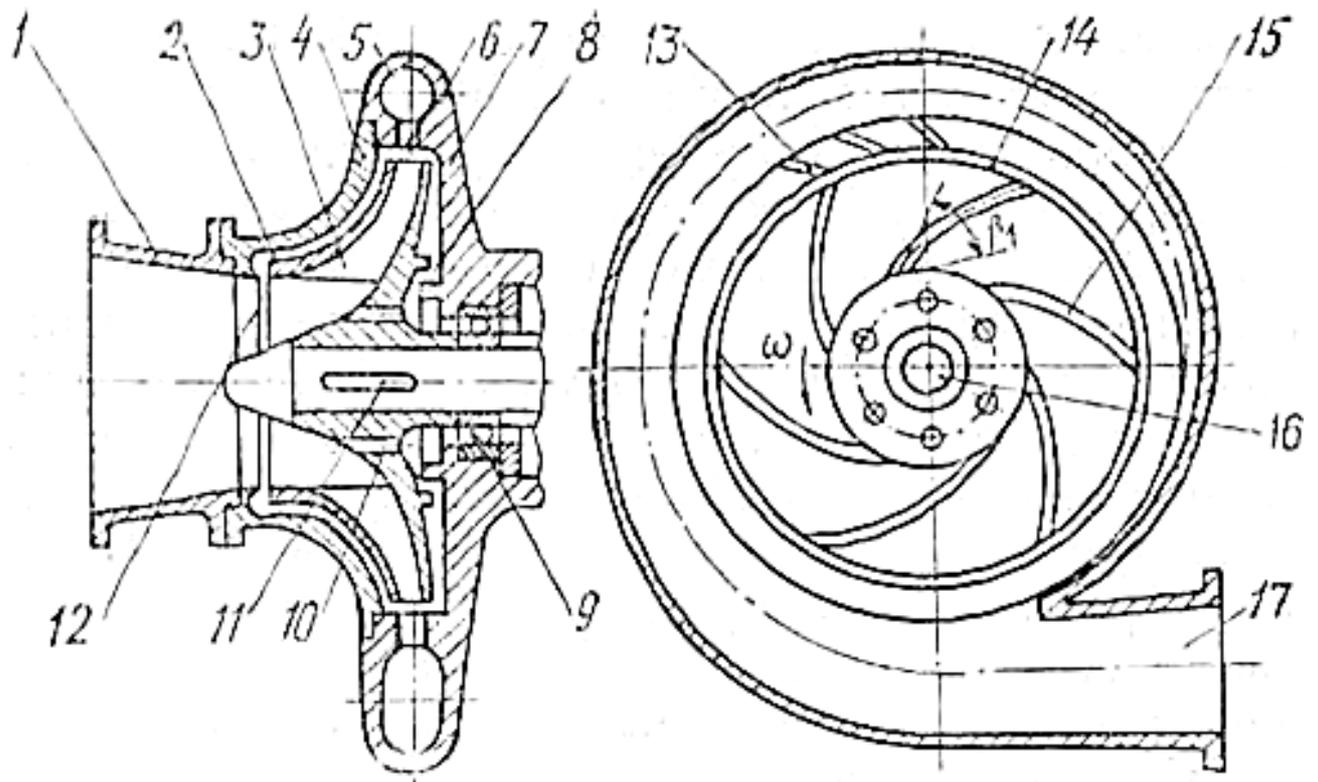


Рис. 1.5. Схема центробежного насоса:

1 — входной патрубок; 2, 8 — щелевые уплотнения; 3 — колесо; 4 — крышка корпуса; 5 — сборник; 6 — лопаточный диффузор; 7 — корпус; 9 — подшипник; 10 — разгрузочное отверстие; 11 — шпонка; 12 — подвод жидкости для устранения кавитации; 13 — лопатки диффузора; 14 — кольцевой диффузор; 15 — лопатки колеса; 16 — вал;
17 — выходной патрубок

Основными требованиями, предъявляемыми к подводящему устройству, являются:

- организация осесимметричного течения потока жидкости с возможно более равномерным распределением скорости и давления;
- обеспечение соответствующих величины и направления скорости жидкости;
- минимальные гидравлические потери.

Форма подводящего устройства определяется в основном компоновками двигателя и самого ТНА. Наиболее простой она будет при осевом патрубке, подводящем жидкость к колесу, посаженному на вал консольным входом наружу (рис. 1.6, а).

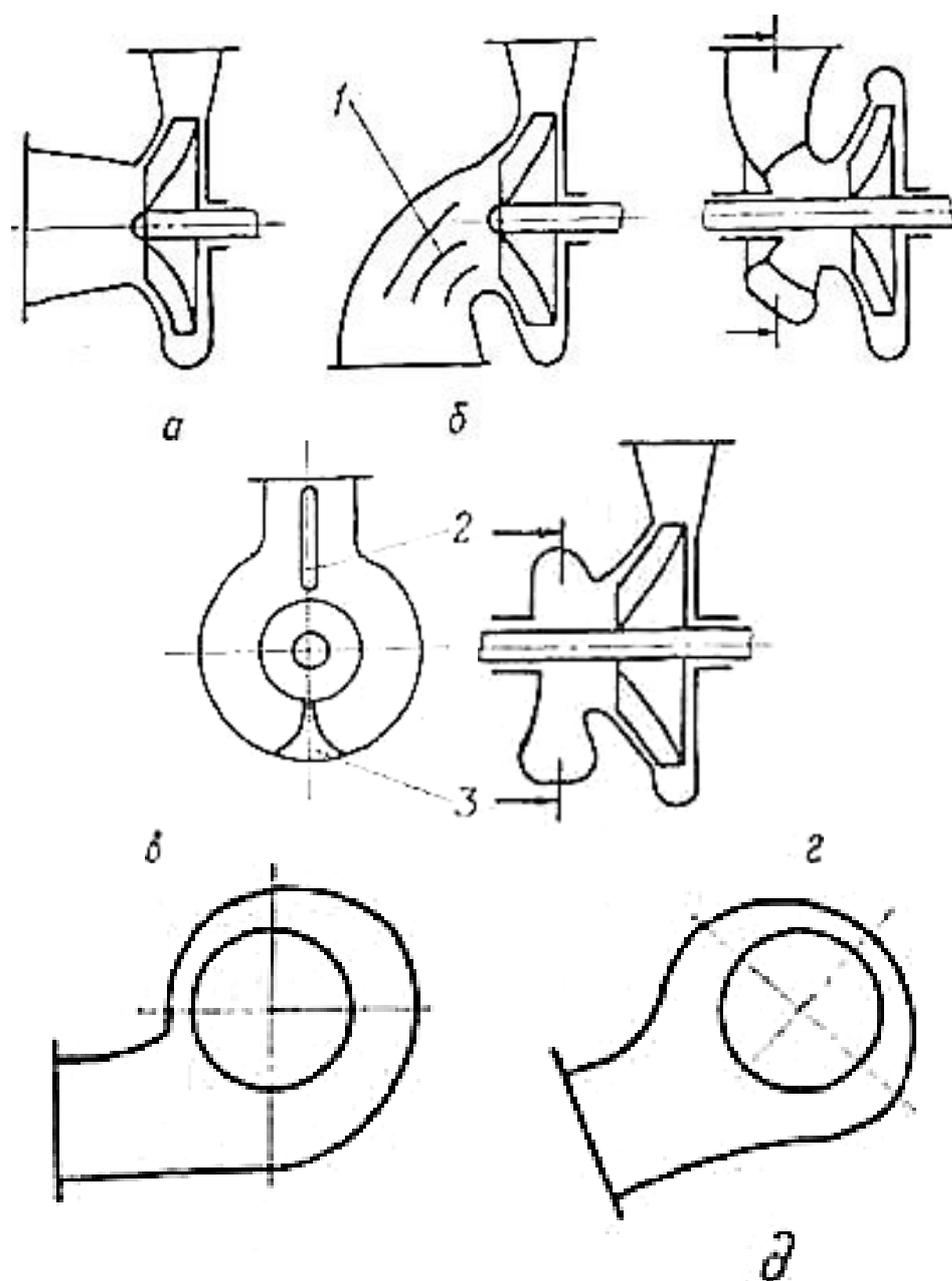


Рис. 1.6. Типы подводящих устройств с осевым (а), коленообразным (б), радиальным (в), тангенциальным спиральным (г), полуспиральным (д) патрубками

В этом случае будут наименьшими гидравлические потери и более равномерным поле скоростей перед лопатками колеса. Однако в некоторых случаях по условиям компоновки двигателя даже при консольном колесе, установленном входом наружу, входной патрубком может иметь коленообразную форму (рис. 1.6, б). Для выравнивания поля скоростей перед лопатками колеса в коленообразном патрубке в месте поворота потока устанавливают направляющие лопатки 1. Если колесо не может быть установлено консольно или оно имеет двухсторонний вход, то жидкость подводят по радиальному патрубку. Он переходящему в кольцевую полость, которая необходима для выравнивания поля скоростей (рис. 1.6, в). Жидкость может подаваться также по тангенциальному патрубку, пере-

ходящему в улитку, а затем в кольцевую полость (рис. 1.6, з, д). При больших расходах для более равномерного заполнения кольцевой полости и придания большей жесткости конструкции в патрубке устанавливают разделительную перегородку 2, а симметрично ей с противоположной стороны - направляющее ребро 3

(рис. 1.6, в). Входной патрубок имеет фланец для присоединения трубопровода. Патрубок делают сужающимся, так как в ускоряющемся потоке выравнивается поле скоростей и уменьшается возможность отрыва потока от стенки. Величину проходных сечений подводящего устройства выбирают из условия обеспечения бескавитационной работы насоса.

Рабочим органом насоса является вращающееся центробежное колесо (крыльчатка). Лопатки колеса образуют каналы, на большей части длины которых жидкость движется перпендикулярно оси вращения. Крыльчатку размещают в полости, образованной корпусом насоса и его крышкой. Преобразование механической энергии привода в энергию потока жидкости, происходящее в колесе, должно осуществляться устойчиво и с высоким КПД.

Центробежные колёса классифицируют по типу межлопаточных каналов, числу входов в колесо, форме лопаток и коэффициенту быстроходности.

Межлопаточные каналы колеса могут быть открытыми, полузакрытыми и закрытыми. Соответственно этому центробежные колёса называются открытыми, полуоткрытыми (полузакрытыми) и закрытыми (рис. 1.7). В закрытых колёсах межлопаточные каналы замкнуты со всех сторон; у полуоткрытых колес из-за отсутствия покрывного диска межлопаточный канал замкнут с трёх сторон; у открытых – межлопаточные каналы разомкнуты и открыты с торцов.

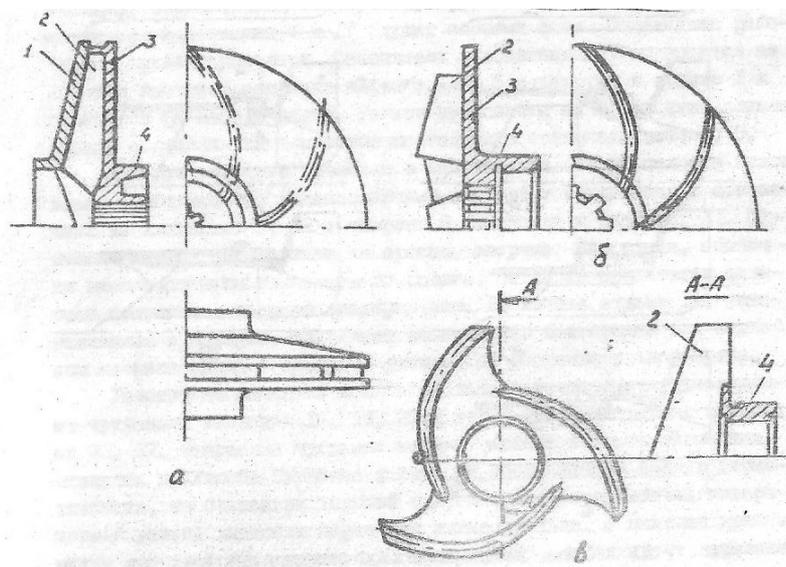


Рис. 1.7. Колесо центробежных насосов:
 а – закрытое; б - полуоткрытое; в - открытое
 1- покрывной диск; 2 – лопатка; 3 – основной диск;
 4 – борт колеса (ступица)

Применяемый тип колеса определяется, в основном, параметрами насоса. В высокооборотных ТНА при величине удельной подачи $\dot{V}/\omega > 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ выполняются закрытые колёса, при $\dot{V}/\omega = (3 \dots 5) \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ – полуоткрытые, при $\dot{V}/\omega > 3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ – открытые.

Выбор типа колеса зависит также от особенностей его изготовления. Например, открытое колесо просто в изготовлении, но КПД его ниже, чем колеса закрытого типа. Выполняются они обычно из высокопрочной стали для обеспечения работоспособности не подкреплённых по торцам лопаток.

Открытое колесо (рис. 1.8, а) представляет собой ступицу с консольными лопатками. При работе насоса давление перед лопаткой будет выше, чем за ней. Это вызывает перетекание жидкости через переднюю и заднюю кромки лопаток, в результате чего КПД насоса снижается. Падение КПД будет тем больше, чем больше величина осевого зазора между кромкой лопатки и поверхностью корпуса. Поэтому такие колёса использовали лишь в раннем периоде развития ЖРД при малых производительности и напоре насосов и перекачивании вязких жидкостей.

Лопатки полузакрытого колеса (рис. 1.8, б) выполнены за одно целое со ступицей и диском. КПД насоса с таким колесом меньше зависит от величины осевого зазора и при небольшой производительности, когда высота лопатки на выходе составляет несколько миллиметров, может быть выше КПД насоса с закрытым колесом. Объясняется это меньшими потерями при перетекании жидкости через кромки лопаток по сравнению с потерями на трение в каналах колеса закрытого типа.

Осевые зазоры между корпусом и дисками закрытого центробежного колеса изменяются в широких пределах, не оказывая существенного влияния на энергетические характеристики насоса. В насосах с открытым или полуоткрытым колесом по торцевой поверхности, где отсутствуют диски, осевые зазоры выполняют 0,2...0,6 мм в целях стабильного поддержания заданной величины КПД.

Закрытые колёса выполняются литыми (см. рис. 1.10) или сборными (рис. 1.10, в). Литые колёса часто имеют лопатки двойной кривизны и изготавливаются из алюминиевых, титановых и стальных сплавов. Они, как правило, массивны, так как диск колеса и лопатки имеют толщину не менее 4...5 мм, что определяется технологией изготовления и их прочностью.

Сборные закрытые колёса (см. рис. 1.10, а) обычно состоят из основного (ведущего) диска 3 с лопатками 2, выполняемых фрезерованием (реже штамповкой), и отдельно покрывного диска 1. В таких колёсах диски и лопатки выполняют минимальной толщины, составляющей 2...3 мм и зависящей от их прочности. Крепление покрывного диска по всем торцевым поверхностям лопаток, обращённых в его сторону, производится пайкой в вакууме твёрдыми припоями, чем достигается высокая прочность соединения. Существующие ранее способы крепления к лопаткам при помощи клёпки или зачеканки в настоящее время практически не применяются и могут быть использованы только в условиях единичного или опытного производства.

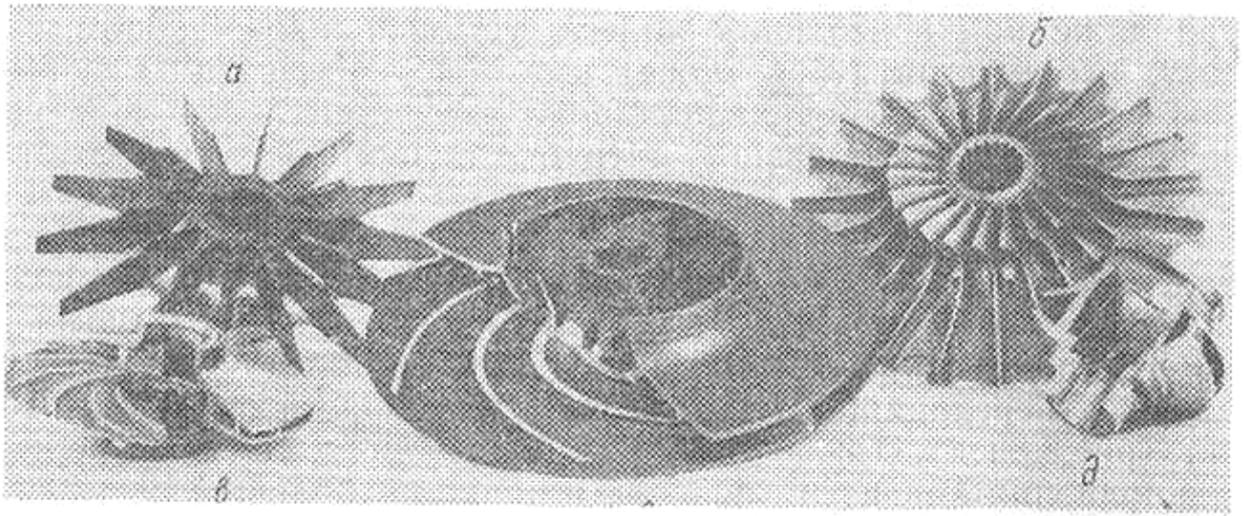


Рис. 1.8. Типы центробежных колёс (крыльчаток):

а — открытое; б — полужакрытое; в, г, д — закрытое; г — тихоходное; д — быстроходное

Закрытые межлопаточные каналы (рис. 1.8, в—д) образуются с помощью ведомого диска (крышки колеса). Насосы с закрытыми колесами малочувствительны к величине осевых зазоров и при средней и большой производительности имеют более высокий КПД, чем насосы с полужакрытыми колесами.

Колёса могут иметь одно- и двухсторонний входы. Скорость вращения колеса с двухсторонним входом (см. рис. 1.1) может быть увеличена по сравнению с скоростью одностороннего колеса примерно на 40 % без ухудшения антикавитационных свойств, что позволяет или повышать напор насоса, или уменьшать диаметр колеса при том же напоре. Для уменьшения пульсаций давления жидкости на выходе из насоса лопатки противоположных сторон диска следует выполнять не в виде зеркального отображения, а сдвигать относительно друг друга на половину их шага.

Колёса (крыльчатки) с двухсторонним входом присущи высоко расходным насосам двигателей больших тяг.

Форма лопатки зависит от места расположения её входной кромки и кривизны самой лопатки в плане. Входная кромка лопатки может быть расположена перпендикулярно оси колеса, наклонно к ней или параллельно ей (рис. 1.9). В плане лопатка может быть радиальной, загнутой по направлению вращения или против него. Наипростейшей (плоской по форме) будет радиальная лопатка (см. рис. 1.8, а). Для обеспечения безударного входа жидкости по всей высоте входной кромки лопатку на начальном участке загибают по направлению вращения колеса (см. рис. 1.8, б). Угол установки лопатки на входе β_1 (угол между касательной к окружности колеса, направленной против вращения, и касательной к

средней линии сечения профиля лопатки на входе должен по высоте кромки уменьшаться от втулки к периферии.

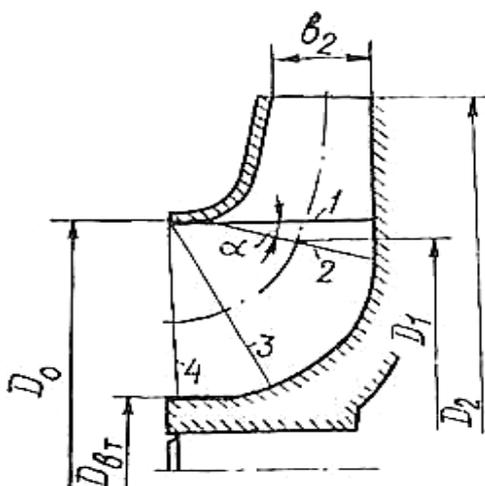


Рис. 1.9. Возможные расположения входных кромок лопаток:

1 — параллельно оси колеса; 2, 3—под углом к оси; 4 — перпендикулярно оси

Поверхность лопатки будет цилиндрической, если входная кромка расположена параллельно оси колеса (см. рис. 1.8, д). Такая лопатка называется лопаткой одинарной кривизны. Она относительно простая в изготовлении и контроле геометрии. Но начало проточной части крыльчатки (рабочего колеса насоса) не используется для создания напора, а бескавитационная работа насоса обеспечивается при более высоком давлении на входе. Поэтому чаще входную кромку лопатки выносят в начало проточной части колеса, направляя ее под углом или перпендикулярно осп последнего (рис. 1.9). В этом случае лопатка будет иметь двоякую кривизну (см. рис. 1.8, з).

Колесо с лопатками, загнутыми в плане по направлению вращения, создают максимальный напор, но имеют наименьший КПД по сравнению с другими колесами. Поэтому в насосах ЖРД их применяют редко (в основном в дополнительной ступени). Колёса, имеющие радиально расположенные лопатки, при прочих равных условиях развивают меньший напор, но обеспечивают больший КПД, чем колёса с лопатками, загнутыми по направлению вращения. Прочность колеса с радиальными лопатками при прочих равных условиях будет больше прочности колёс с загнутыми лопатками. Поэтому их применяют для водородных насосов, которые должны иметь высокие обороты для сжатия жидкости с малой плотностью. Наконец, колёса с лопатками, загнутыми против вращения, создают наименьший напор, но обеспечивают наибольший КПД, поэтому их применяют для подачи жидкостей с высокой плотностью (O_2 , N_2O_4 , НДМГ, керосин). Угол установки лопатки па выходе β_2 (угол между касательной к окружности колеса, направленной против вращения, и касательной к средней линии профиля сечения лопатки в плане на выходе из колеса) обычно составляет $30...50^\circ$.

Число лопаток колеса выбирают, исходя из следующих соображений. При увеличении их числа возрастает относительная длина межлопаточного канала (отношение его длины к ширине па выходе) и, соответственно, увеличивается количество энергии, передаваемой жидкости. Однако минимальная толщина лопатки ограничивается условиями прочности и технологичности изготовления колеса. Поэтому с увеличением числа лопаток уменьшается площадь поперечного сечения проточной части колеса, возрастают относительная скорость движения жидкости в каналах и гидравлические потери. Следовательно, существует оптимальное число лопаток, равное обычно 5... 11.

По быстроходности крыльчатки делят на тихоходные (см. рис. 1.8, з), нормальные (см. рис. 1.8, в) и быстроходные (см. рис. 1.8, д). Принадлежность колеса к тому или иному типу определяют величиной коэффициента быстроходности

$$n_s = 119,3 \frac{\omega \dot{V}^{0,5}}{H^{0,75}}, \quad (5)$$

где \dot{V} – объёмный расход жидкости, м³/с.

Коэффициентом быстроходности называют число оборотов эталонного насоса, работающего на воде при $\dot{V} = 1 \text{ м}^3 / \text{с}$, $H = 1 \text{ Дж} / \text{кг}$, $N = 736 \text{ Вт}$, геометрически подобного данному насосу и имеющего одинаковые с ним ω и КПД. Для тихоходных колес $n_s = 40...80$, для нормальных — 80...150, для быстроходных — 150...300. Установлено, что в зависимости от коэффициента быстроходности высокий КПД насоса обеспечивается при определённом соотношении D_2 / D_0 (см. рис. 1.9). Эти соотношения берут за основу при предварительном определении формы проточной части проектируемого колеса.

Размеры проточной части колеса определяют гидравлическими, а толщины элементов — прочностными расчётами.

В зависимости от величины нагрузок и принятой технологии материалом для изготовления колёс могут служить стали, алюминиевые или титановые сплавы. Полузакрытые колёса изготавливают механической обработкой штампованных заготовок из алюминиевых сплавов типа АК или сталей. Закрытые крыльчатки могут быть сборными и цельными. Сборные состоят из диска с лопатками и крышки, соединённой с кромками лопаток пайкой (рис. 1.10, а), а в ранних конструкциях — клёпкой (рис. 1.10 б). Диски и крышки изготавливают механической обработкой штампованных заготовок из алюминиевого сплава типа АК, сталей 12Х18Н9Т, 30ХГСНА и др. Закрытые колёса делают из алюминиевых и титановых сплавов и сталей литьём по выплавляемым моделям (рис. 1.10, в), что позволяет получать (по сравнению с другими видами литья) точные размеры каналов с заданной шероховатостью поверхностей. Механической обработке подвергаются только уплотнительные бурты, посадочные поверхности, входные и выходные участки межлопаточных каналов. Для зачистки остальной части каналов может быть применена пескоструйная или гидроабразивная обработка. Технология изготовления литых колёс проще, чем сборных, однако они имеют большую массу, так как по условиям получения качественных отливок диск колеса и лопатки приходится утолщать.

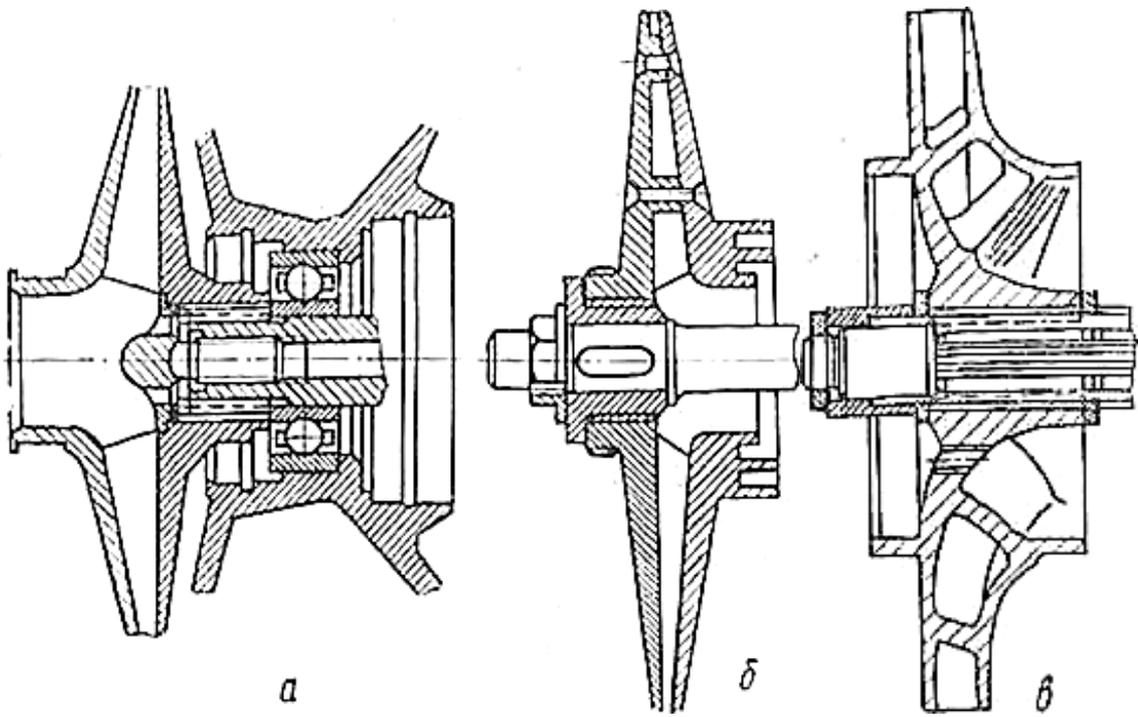


Рис. 1.10. Закрытые односторонние колеса:
а — сборное паяное; *б* — сборное клёпаное; *в* — литое

Для посадки на вал в ступице выполнено центральное отверстие. При небольшой величине крутящего момента передачу его на колесо обеспечивают с помощью шпонок (обычно двух, рис. 1.10, *а*, *б*), а центрируется колесо путём плотной посадки ступицы на вал. Для большей надёжности соединения ступицу колеса из алюминиевого сплава усиливают стальной втулкой (рис. 10, *б*). При большей величине крутящий момент передают на колесо через прямоугольные (в старых конструкциях) или эвольвентные шлицы (рис. 1.10, *в*). Надёжное центрирование колеса в последнем случае обеспечивают плотной посадкой расточки втулки на центрирующий пояс вала (см. рис. 1.1, поз. 13). В случае, когда это допускается условиями сборки, колесо изготавливают как одно целое с валом. Осевую фиксацию при консольном расположении колеса осуществляют с помощью поджатия ступицы к внутренней обойме подшипника, буртику вала и разжимному кольцу винтом или гайкой (рис. 1.10, *а—в* соответственно), а при расположении в середине вала — распорными втулками (см. рис. 1.1).

Отводящее устройство служит для сбора жидкости перед подачей её в магистраль и преобразования скоростного напора в статический.

Основными требованиями к отводящему устройству являются:

- минимальные гидравлические потери;
- обеспечение равномерных по окружности колеса полей скорости и давления, что предотвращает появление дополнительных радиальных усилий, действующих на колесо;

- возможно меньшие размеры.

Отводящее устройство состоит из кольцевого диффузора, сборника и выходного патрубка. Полость, в которой вращается колесо, на периферии переходит в кольцевой канал с увеличивающимся проходным сечением — кольцевой диффузор. В этом канале происходит частичное преобразование энергии жидкости. При значительных скоростях выхода жидкости из колеса за кольцевым размещают лопаточный диффузор, в кольцевой полости которого установлены лопатки. Они образуют расширяющиеся каналы, в которых происходит более эффективное преобразование динамического напора. При этом на нерасчётных режимах работы насоса по окружности колеса создаётся более равномерное поле давлений, чем при одном безлопаточном диффузоре.

Из диффузора жидкость попадает в сборник, в котором происходит дальнейшее преобразование энергии потока в статическое давление. Сборник представляет собой спиральную камеру (улитку) с проходным сечением, увеличивающимся по окружности примерно пропорционально нарастанию расхода жидкости из межлопаточных каналов. Форма проходного сечения может быть трапецеидальной, прямоугольной или круглой. Сборник переходит в тангенциальный выходной патрубок, сечение которого увеличивается в сторону трубопровода. В патрубке заканчивается преобразование динамического напора в статический, и жидкость вытекает из него со скоростью, равной скорости в трубопроводе.

Все элементы насоса размещают в корпусе и на его крышке. При одностороннем колесе и осевом подводе жидкости крышку обычно располагают со стороны входа в колесо (см. рис. 1.1, поз. 15), а при радиальном подводе — со стороны задней стенки крыльчатки. В некоторых насосах могут быть две крышки корпуса — передняя и задняя.

На корпусах насосов имеются приливы, в которых просверлены отверстия для непосредственного крепления ТНА к раме или для крепления кронштейнов.

1.3.4 Осевые насосы

В осевом насосе жидкость движется в направлении, параллельном оси колеса.

Ступень осевого насоса состоит в общем случае из направляющего аппарата 1, колеса 2 и спрямляющего аппарата 3 (рис. 1.11). Направляющий аппарат представляет собой кольцевой ряд лопаток, установленных под определённым углом к плоскости вращения колеса и обеспечивающих закрутку потока. Колесо имеет диск, вращающийся вместе с валом, и консольно укрепленные на нём лопатки, образующие межлопаточные каналы, по которым к жидкости подводится энергия. В спрямляющем аппарате происходит преобразование скоростного напора жидкости в статическое давление и уменьшение закрутки потока. Преимуществами осевой ступени перед центробежной являются возможность подачи больших объёмных расходов, лучшие антикавитационные свойства и меньший радиальный габарит. Вместе с тем напор одной ступени невелик, и для получения достаточно высокого давления на выходе из насоса приходится использовать несколько ступеней, хотя это и ведёт к увеличению осевого габарита насоса.

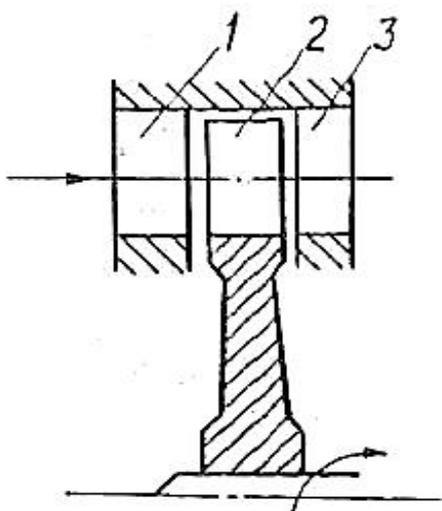


Рис. 1.11. Схема ступени пропеллерного насоса

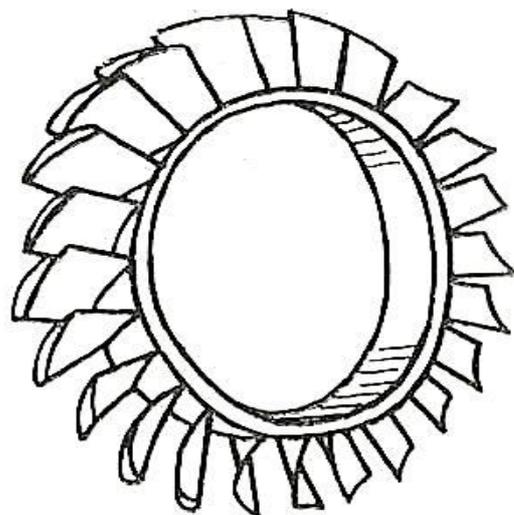


Рис. 1.12. Рабочее колесо многоступенчатого насоса

В многоступенчатом осевом насосе спрямляющий аппарат первой ступени является направляющим аппаратом второй ступени и т. д. Насос состоит из корпуса и ротора, вращающегося в двух подшипниках. С целью облегчения барабана ротора его набирают из чередующихся рабочих колес (рис. 1.12) и гладких кольцевых проставок, а затем стягивают болтом. Лопатки спрямляющих аппаратов ступеней припаяны к разъемным полукольцам, которые собираются вместе с ротором и устанавливаются в корпус насоса. На входе в насос установлено шнековое колесо, а на выходе — отводящее устройство.

При средних давлениях на выходе (5... 10 МПа) и больших объёмных расходах осевые насосы могут конкурировать с центробежными.

1.3.5 Шнековые насосы

В шнековом насосе лопатки колеса, число которых может быть равно двум, трём и более, имеют винтовую поверхность постоянного или переменного шага (рис. 1.13). Жидкость, попадая в межлопаточные каналы, движется по спирали. Для повышения антикавитационных свойств угол установки лопаток (угол подъёма винтовой линии) выбирают небольшим (порядка $3...7^\circ$), а диаметр ступицы колеса — минимальным, исходя лишь из условия обеспечения прочности при передаче крутящего момента лопаткам.

Если необходимо увеличить напор шнека, то высоту лопатки к выходу уменьшают. Это можно осуществить увеличением диаметра ступицы (см. рис. 1), уменьшением высоты лопатки к выходу из колеса или же комбинацией обоих способов. С целью уменьшения перетекания жидкости через зазор между торцами лопаток и корпусом насоса применяется шнек с бандажом (см. рис. 1), а для обеспечения плавного втекания жидкости в шнековое колесо на л перед шнеком устанавливают обтекатель (см. рис. 1.5).

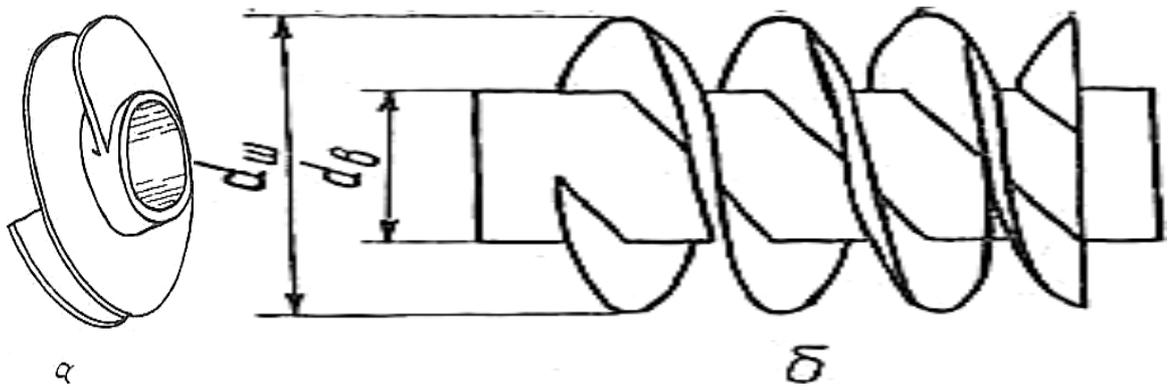


Рис. 1.13. Шнек (а) и его основные размеры (б):

d_B —диаметр вала; $d_{ш}$ —диаметр шнека

Осевые и шнековые колеса работают без кавитации при гораздо меньшем давлении на входе, чем центробежные. Объясняется это меньшей нагрузкой на лопатку (разрежение за лопаткой будет меньше) и самим характером движения жидкости в каналах колеса. При радиальном течении центробежная сила вызывает в жидкости напряжения растяжения, способствуя появлению пустот. При осевом течении эта же сила в наиболее опасных с точки зрения кавитации местах (на периферии лопаток) вызывает повышение давления. Опыты показали, что осевые и особенно шнековые колеса могут устойчиво работать в условиях развитой кавитации (чтобы пар конденсировался до выхода из ступени, выбирается соответствующая длина лопаток). Поэтому шнеки часто комбинируют с центробежными колесами для повышения антикавитационных свойств насоса, а также используют в качестве вспомогательных ступеней или вспомогательных (бустерных) насосов, устанавливаемых на входе в центробежный насос.

Шнекоцентробежные колеса могут быть изготовлены вместе или же шнек изготавливается отдельно от центробежного колеса. Он устанавливается на одном валу с основным колесом и непосредственно примыкает к нему или же между ними размещается спрямляющий аппарат. Для уменьшения потерь давления на входе в шнек направляющий аппарат перед ним не ставится. Применяются также более сложные схемы осецентробежных насосов, в которых перед основным осецентробежным колесом последовательно установлены шнек, осевая ступень и спрямляющий аппарат. Шнек устанавливают и перед многоступенчатым осевым насосом.

Бустерные насосы разделяют на подкачивающие и предвключенные. *Подкачивающий насос* устанавливается на выходе из бака и состоит обычно из шнека или шнекоцентробежного колеса, приводимого во вращение газовой турбиной от специального Ж ГГ или (при малых мощностях) электромотором.

Предвключенный насос (преднасос) устанавливается непосредственно перед основным и может быть встроенным или вынесенным. *Встроенный* преднасос размещается в

одном корпусе с основным. При этом осевая ступень располагается на одном валу с центробежной, но вращается с другим числом оборотов по сравнению с основным колесом. В результате образуется двухкаскадная схема, первым каскадом которой является осевой преднасос, вращаемый с небольшой угловой скоростью гидротурбиной, а вторым — центробежное колесо, вращающееся с большой угловой скоростью вместе со вторым осевым колесом. Это позволяет обеспечить бескавитационную работу при малом давлении наддува бака, высокий напор и сравнительно небольшие габариты насоса. Так, например, на рис. 1.14, *а* изображена схема двухкаскадного насоса, в котором первое осевое колесо соединено общим бандажом с гидротурбиной, причем они опираются через подшипники на вал основного колеса. Гидротурбина приводится во вращение потоком жидкости, подаваемым вторым осевым колесом. Оно жёстко закреплено на валу основного колеса и находится между осевым преднасосом и гидротурбиной. Первое осевое колесо обеспечивает бескавитационную работу второго осевого колеса, которое создаёт напор, необходимый для вращения гидротурбины и бескавитационной работы центробежной ступени. Предлагаются и другие схемы двухкаскадных насосов с приводом осевой ступени от дополнительной ступени турбины, вращающейся с меньшим числом оборотов (рис. 1.16, *б*), или от основной турбины через редуктор (рис. 1.16, *в*).

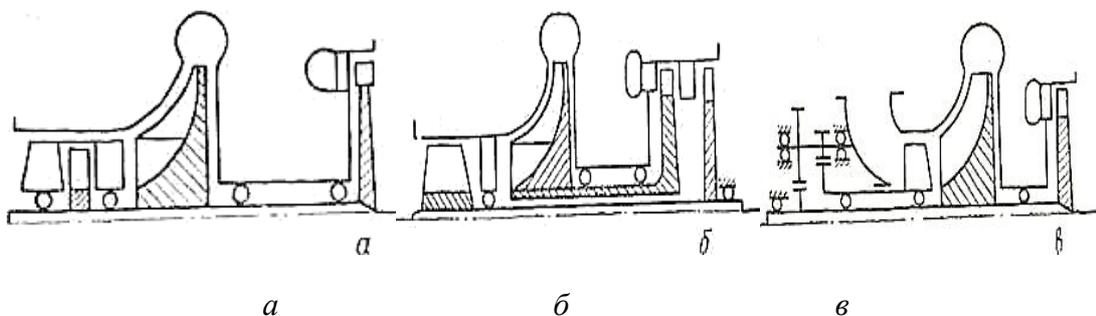


Рис. 1.14. Схемы ТНА с встроенными преднасосами, приводимыми в действие гидротурбиной (а), отдельной газовой турбиной (б) и через редуктор (в)

Преднасос, скомпонованный в отдельном корпусе, называется вынесенным. Он обычно имеет шнек, приводимый во вращение гидро - или газотурбиной, через которую прокачивается часть расхода из основного насоса. При таком приводе облегчается проблема создания надёжных уплотнений между его агрегатами (турбиной и насосом). На рис. 1.14 показан один из вынесенных преднасосов, шнек которого имеет длинные лопатки и увеличивающийся постепенно диаметр втулки. Это позволило повысить давление на выходе из него примерно в 10 раз по сравнению с давлением на входе, которое очень мало (например, для водорода $p_{вх} = 0,014$ МПа). Преднасос может устанавливаться на корпусе основного насоса или раме двигателя. Если камера двигателя поворотная, то преднасос и насос соединяются трубопроводами с гибкими элементами.

Применение вынесенных насосов упрощает компоновку, сборку и доводку ТНА, но увеличивает массу конструкции.

Осевые насосы (шнеки) (рис. 1.15) широко используют в качестве предвключенной ступени шнекоцентробежных насосов. Конструктивные формы шнеков различны: с двумя-тремя лопатками (заходами) в виде винтовой линии, которая может быть с постоянной величиной шага (шнек постоянного шага на рис. 1.15, а) или переменной (см. рис. 1.15, б) с углом подъёма винтовой линии $3 \dots 7^\circ$. Напомним, что напор шнека постоянного шага обеспечивается углом атаки, и поток жидкости в решётке шнека изменяет направление на его величину. Шнек переменного шага создает большой напор, который обеспечивается углом атаки и дополнительно изогнутостью профиля.

С целью повышения антикавитационных свойств шнекоцентробежного насоса и сокращения его осевых габаритов осевое расстояние между лопатками шнека и центробежного колеса выполняют минимально возможным, что обуславливает конструкцию ступенчатого шнека. По существу получается как бы два шнека, выполненных заодно [11]: первый с диаметром $D_{в1}$ – на входе (за пределами центробежного колеса), второй диаметром $D_{в2}$ – внутри центробежного колеса на длине, перекрывающей половину ширины его лопатки.

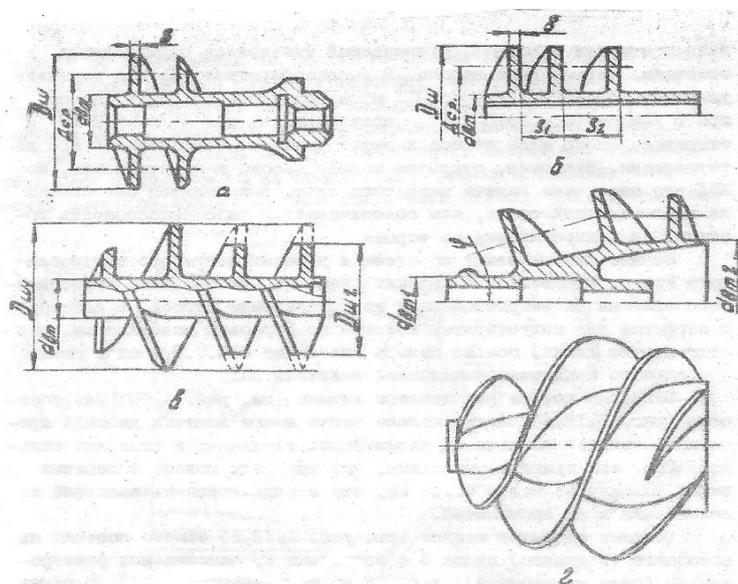


Рис. 1.15. Осевые колёса (шнеки):

а - постоянного шага; б- переменного шага; в- ступенчатый; г- конусный

На рис. 1.15, г приведён шнек стреловидной формы входной части. Шнек такой конструкции обладает высокой всасывающей способностью и широко применяется в качестве основного рабочего колеса бустерного и предвключенной ступени шнекоцентробежного насосов. При изготовлении шнеков, крыльчатки и вала заодно целое сокращается число контактирующих с валом по точной посадке деталей, уменьшаются размеры втулки шнека, её габариты и повышаются антикавитационные свойства насоса.

Для передачи крутящего момента от вала к колесу широко применяется шлицевое соединение с прямобочными или эвольвентными шлицами. Иногда возможно использование шпонок, а в маломощных ТНА – резьбовое соединение с направлением нарезки обратным вращению.

Для центрирования колеса на валу предусматривается поясok, обеспечивающий плотную посадку.

1.3.6 Особенности изготовления деталей насосов ТНА

Технология изготовления деталей насосов ТНА неразрывно связана с условиями работы каждой детали, применяемыми материалами, существующей в данный период создания новой техники соответствующей методологии, наличием необходимого оборудования.

Валы ТНА выполняются из нержавеющей сталей, стойких в заданной среде. Например, участок вала в области ротора турбины испытывает воздействие высокой температуры, а другие участки могут быть в зоне криогенной жидкости (водород, кислород, азот и т.п.), где происходят структурные изменения в металле (рост зерен). Все это необходимо учитывать при выборе материала вала и его технологии получения от заготовки до готовой продукции. Для уменьшения массы ТНА валы выполняют пустотелыми.

Центробежные колёса вращаются с большой частотой в среде жидкости. Поэтому они должны быть изготовлены с соответствующими точностью и шероховатостью поверхностей. Так, например, должны быть выдержаны:

- допуски на высоту и толщину лопаток — в пределах 0,2... 0,4 мм;
- биения наружного диаметра колеса, цилиндрических поясков под уплотнения, торцов колеса относительно посадочных поверхностей — в пределах 0,02...0,04 мм;
- угловое смещение лопаток от номинального положения — в пределах 5... 10';
- шероховатость каналов полузакрытых и сборных закрытых колёс, посадочных поверхностей и поверхностей цилиндрических поясков под уплотнения в пределах 1,25...0,63 мкм, а каналов литых колёс и свободных поверхностей — 20 или 2,5 мкм..

Шероховатость поверхностей межлопаточных каналов центробежного насоса и шнека не более $R_a = 2,5...1,25$, что достигается чистовым фрезерованием с последующей, в случае необходимости, зачисткой и полированием. После механической обработки колеса, например, из алюминиевых сплавов, следует анодное оксидирование (анодирование) для предохранения от коррозии и механических повреждений. Анодированная поверхность становится менее шероховатой, что уменьшает потери на трение.

Для передачи крутящего момента от вала к колесу широко применяется шлицевое соединение с прямобочными или эвольвентными шлицами. Иногда возможно использование шпонок, а в маломощных ТНА – резьбового соединения с направлением нарезки резьбы, обратным вращению.

Для центрирования колеса на валу предусматривается цилиндрический поясok, обеспечивающий плотную посадку.

После обработки колесо подвергается контролю основных размеров и статической балансировке

Конструкция корпуса насоса зависит от материала и способа изготовления. Сам корпус включает в себя подводящие каналы насоса и сборника жидкости: спиральный, иногда лопаточный диффузоры и отводящий конический патрубок, обеспечивающие преобразование кинетической энергии в потенциальную. Сложные формы этих каналов получаются литьём из алюминиевых, реже стальных сплавов. Отводящие элементы корпуса насоса находятся под воздействием высокого давления жидкости и их стенки выполняют большей толщины, чем у прочих каналов. Крышку насоса стыкуют с корпусом по цилиндрической поверхности разъёма и крепят с помощью шпилек с гайками, уплотняя стык круглой прокладкой. При больших давлениях и расходах компонента возникают значительные усилия в месте стыка крышки с корпусом, что приводит к большому количеству шпилек, и, следовательно, увеличивается толщина стенок в месте их постановки.

Корпусы насосов с высоким давлением целесообразно выполнять стальными или из титановых сплавов. Широко применяются сборно-сварные корпуса. Прочность и жёсткость стенок их достигается предусмотренными рёбрами жёсткости. Соединение крышки с корпусом при помощи сварки существенно снижает толщину стенок в месте стыка, выполняемого с отбортовкой. Отбортовка позволяет сводить к минимуму температурные деформации корпуса при сварке. Недостаток сварных корпусов – сварочные деформации, разогрев, сложность ремонта при доработке или переработке агрегата.

Форма корпуса насоса зависит, в основном, от выбранной схемы компоновки ТНА и наиболее она проста при осевом подводе компонента. Радиальное подводящее устройство имеет спрямляющую перегородку с переходом патрубка подвода в кольцевую камеру перед рабочим колесом насоса.

Корпус насоса имеет сложную форму с большим числом криволинейных поверхностей, которые не всегда можно обработать режущим инструментом. Кроме того, в нём имеются различные цилиндрические и плоские поверхности для посадки подшипников, установки уплотнений, стыковки с другими корпусами, а также ряд внутренних каналов, служащих для подвода жидкости на смазку подшипников или для выхода газа из полостей при заливке насоса. При высоком давлении корпус выполняют с наружным оребрением, позволяющим повышать его жёсткость и прочность (см. рис. 1.1). Заготовка корпуса чаще всего изготавливается литьём в кокиль или в корковые формы алюминиевых сплавов типа АЛ или сталей, а для насосов, перекачивающих агрессивные компоненты — литьём в вакууме титановых сплавов, имеющих высокую коррозионную стойкость. Затем зачищают поверхности внутренних полостей виброгалтовкой или гидроабразивной обработкой с целью получения требуемой шероховатости поверхности, предварительно механически обрабатывают посадочные места, проводят гидро- и пневмоиспытания, а также окончательную механическую обработку и контроль.

Посадочные места корпуса обрабатывают с высокой точностью. Так, например, необходимо, чтобы были выдержаны:

- допуски на посадочные диаметры — по 7-му качеству;
- шероховатость сопрягаемых поверхностей — не более 1,25 мкм;
- взаимное биение посадочных поверхностей — в пределах 0,03...0,05 мм;

- непараллельность торцов — 0,03...0,08 мм на длине 100 мм;
- неперпендикулярность торцов относительно осей отверстий— 0,05...0,10 мм на расстоянии 100 мм;
- неперпендикулярность подторцовок крепёжных отверстий относительно оси резьбовых отверстий — не более 0,05 мм.

Крышку корпуса обычно изготавливают штамповкой с последующей механической обработкой. Крышка имеет два фланца: большой — для присоединения к корпусу, малый — для присоединения к ней подводящего трубопровода. Соединение крышки с корпусом может быть осуществлено с помощью шпилек или сваркой. В первом случае для надёжного уплотнения стыка в специальную проточку на корпусе или крышке устанавливают прокладку: при уплотнении поверхностей из алюминиевых сплавов — резиновую или фасонную стальную, при уплотнении стальных поверхностей — из алюминия или меди. Иногда стальные крышки и корпуса сваривают, что обеспечивает хорошую герметичность и меньшую массу соединения, но уже не позволяет делать переборку насоса. Поэтому при доводке насоса крышку соединяют с корпусом шпильками, а в серийном производстве стык и шпильки могут обваривать.

. Крышку насоса стыкуют с корпусом по цилиндрической поверхности разъёма и крепят с помощью шпилек с гайками, уплотняя стык, круглой прокладкой. При больших давлениях и расходах компонента возникают значительные усилия в месте стыка крышки с корпусом, что приводит к большому количеству шпилек, а следовательно, увеличивается толщина стенок в месте их постановки.

2 Моделирование гидродинамических процессов в рабочих колесах насосов ТНА

Пользователь должен выбрать ось вращения, которая будет общей для всех моделей (газодинамической и прочностной), и все дальнейшие построения производить в соответствии с положением этой оси, так чтобы в дальнейшем при сборке все модели совместились без ошибок. Затем необходимо подготовить чертеж проточной части насоса. На чертеже проточной части, который будет использоваться для создания твердотельной модели проточной части насоса, необходимо определиться с расположением границ, разделяющих основной тракт и полость над покрывным диском. Эти линии, а также линии границы между шнеком и центробежным колесом можно оставить на чертеже для облегчения операции разделения областей в дальнейшем. На Рис. 2.1 показан алгоритм получения меридиональных обводов для насоса ТНА. Сначала необходимо определиться с областью моделирования, с границами притрактовых полостей. Затем выбирается расположение разделяющих границ, затем лишние линии удаляются. Таким образом, на чертеже остаются только границы основного тракта. После этого чертеж сохраняется в одном из универсальных форматов записи (*.iges, *parasolid.x_t).

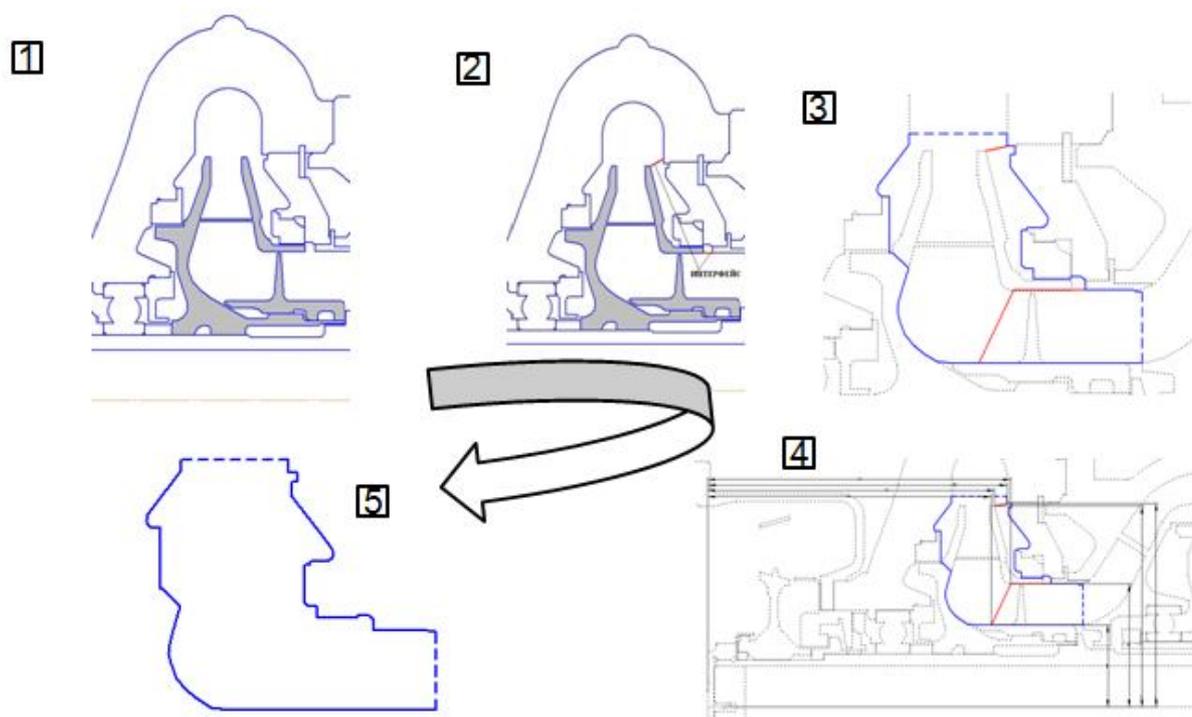


Рис. 2.1. Порядок получения меридиональных обводов насоса

Твердотельные модели шнека крыльчатки насоса создаются аналогично в любом САД-редакторе и также сохраняются в универсальном формате записи.

2.1 Создание твердотельной модели тракта насоса в *Design Modeler*

Для построения твердотельной модели внутренней полости насоса используется CAD-редактор *Design Modeler*. Он является программным продуктом компании *ANSYS* и встроен в оболочку *ANSYS Workbench*.

Шаг 1. Создание проекта в *ANSYS Workbench*. Необходимо запустить *ANSYS Workbench* сохранить проект (рис.1.2). **Внимание!** Используйте в названии папок и файлов только латинские буквы или цифры.

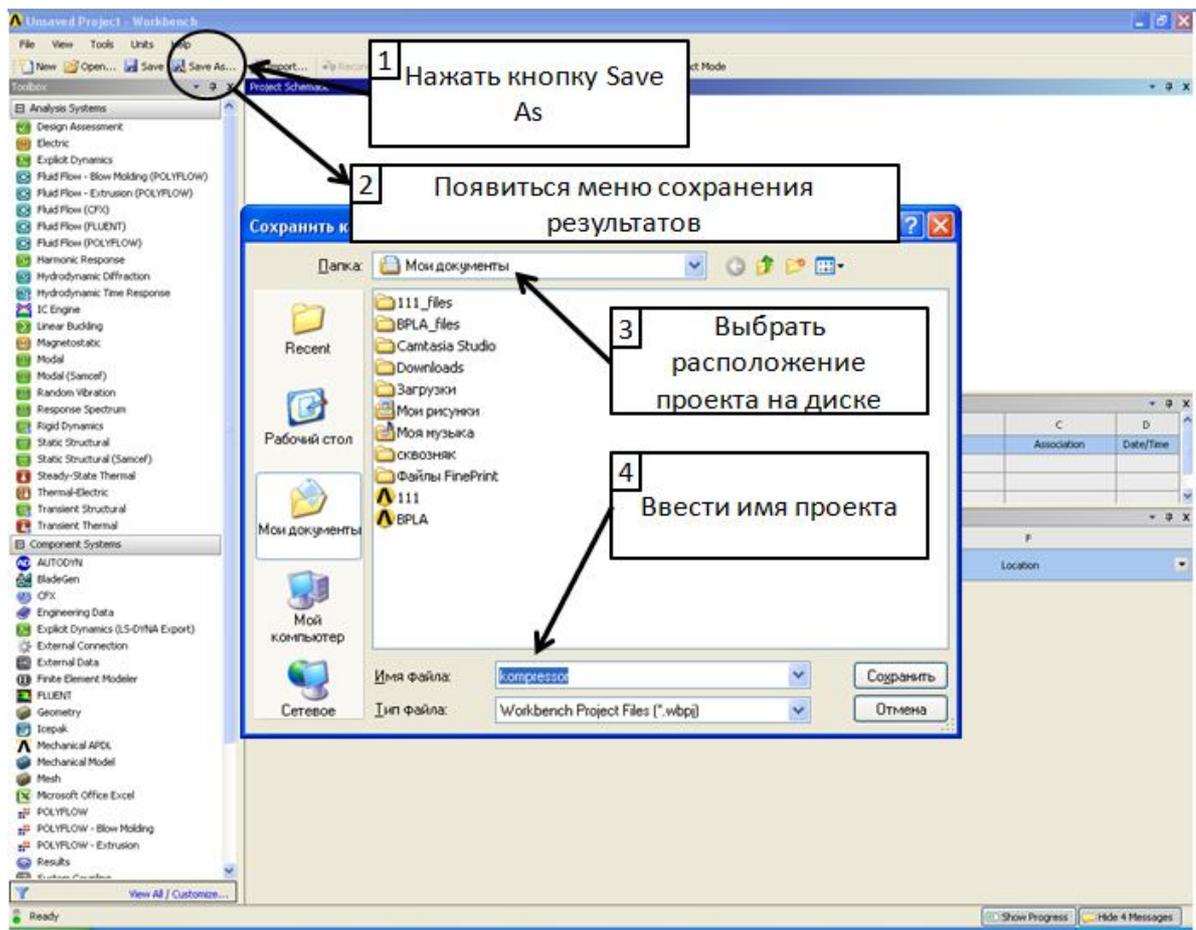


Рис. 2.2. Создание проекта в *ANSYS Workbench*

Шаг 2. Добавляем в проект модуль *Fluid Flow (CFX)*. Для этого перетягиваем модуль в рабочее поле.

Шаг 3. Запускаем двойным щелчком по вкладке *Geometry* модуль *Design Modeler*. После загрузки необходимо выбрать миллиметры в качестве размерности величин по умолчанию (Рис. 2.3).



Рис. 2.3. Выбор единиц измерения

Шаг 4. Импорт меридиональных обводов основного тракта насоса. С помощью команды главного меню  *Import External Geometry File* загрузить файл, содержащий меридиональные обводы газодинамического тракта (Рис. 2.4). Для выполнения каждой операции в *Design Modeler* необходимо нажимать клавишу *Generate* .

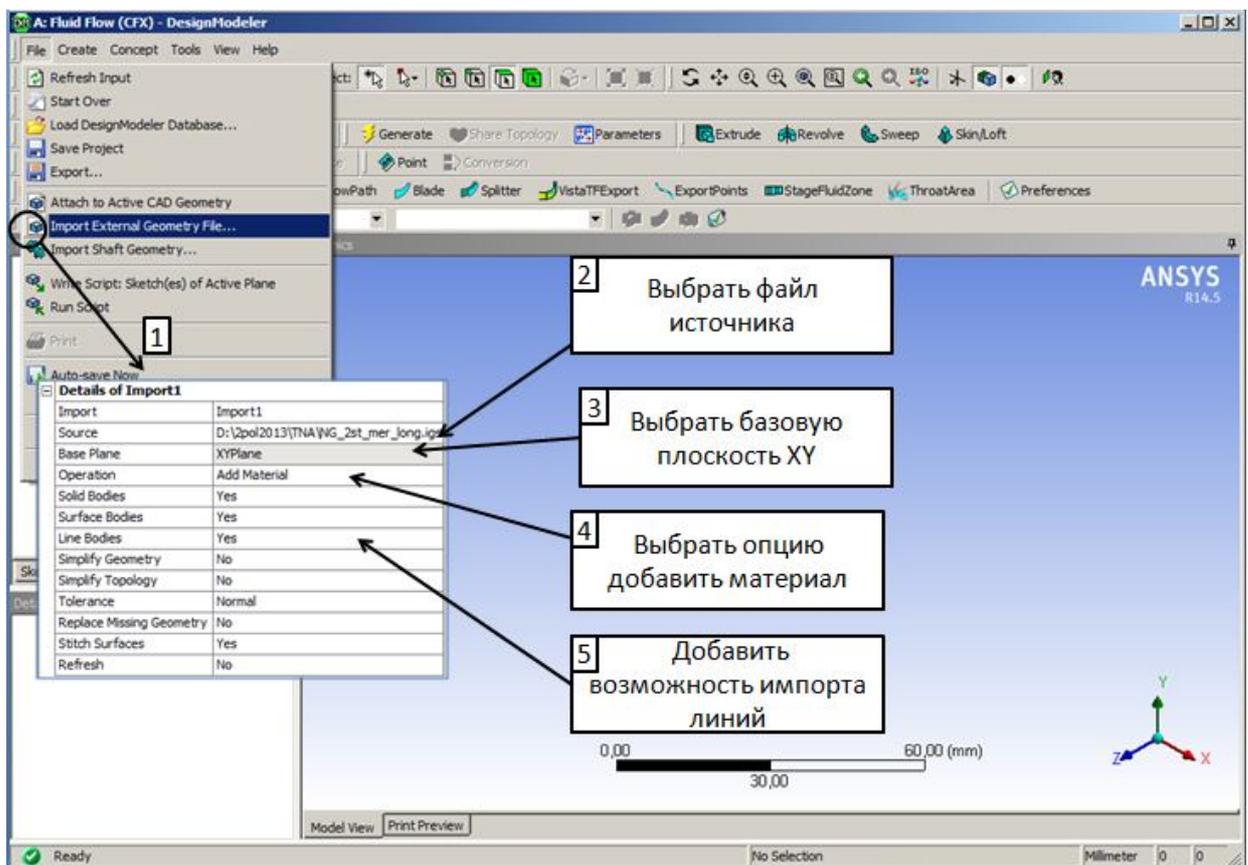


Рис. 2.4. Импорт меридиональных обводов турбины

Шаг 5. Затем с помощью операции  *Revolve* (вращение) создается твердотельная модель проточной части насоса (Рис. 2.5).

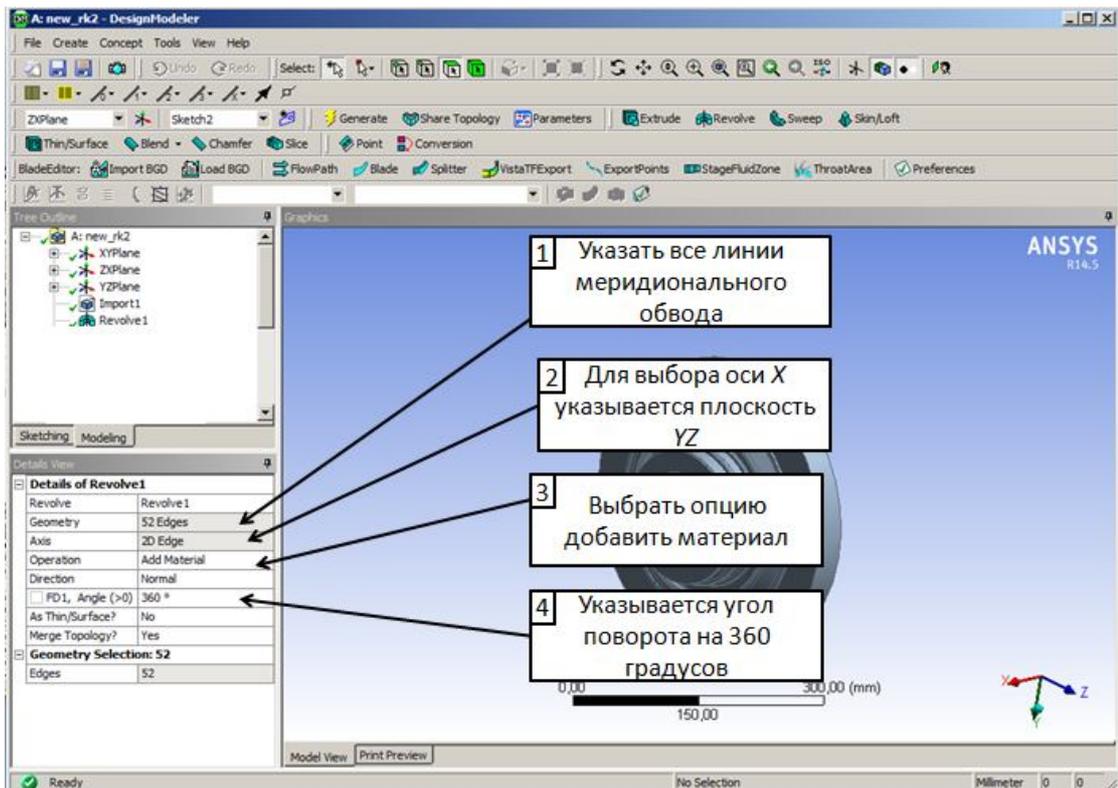


Рис. 2.5. Настройки меню вращения

Шаг 6. Далее из полученного тела вращения вычитается объем крыльчатки насоса. Для этого в меню импорта указывается файл твердотельной модели крыльчатки и выбирается опция: импорт с удалением материала (*Cut Material*) (Рис. 2.6).

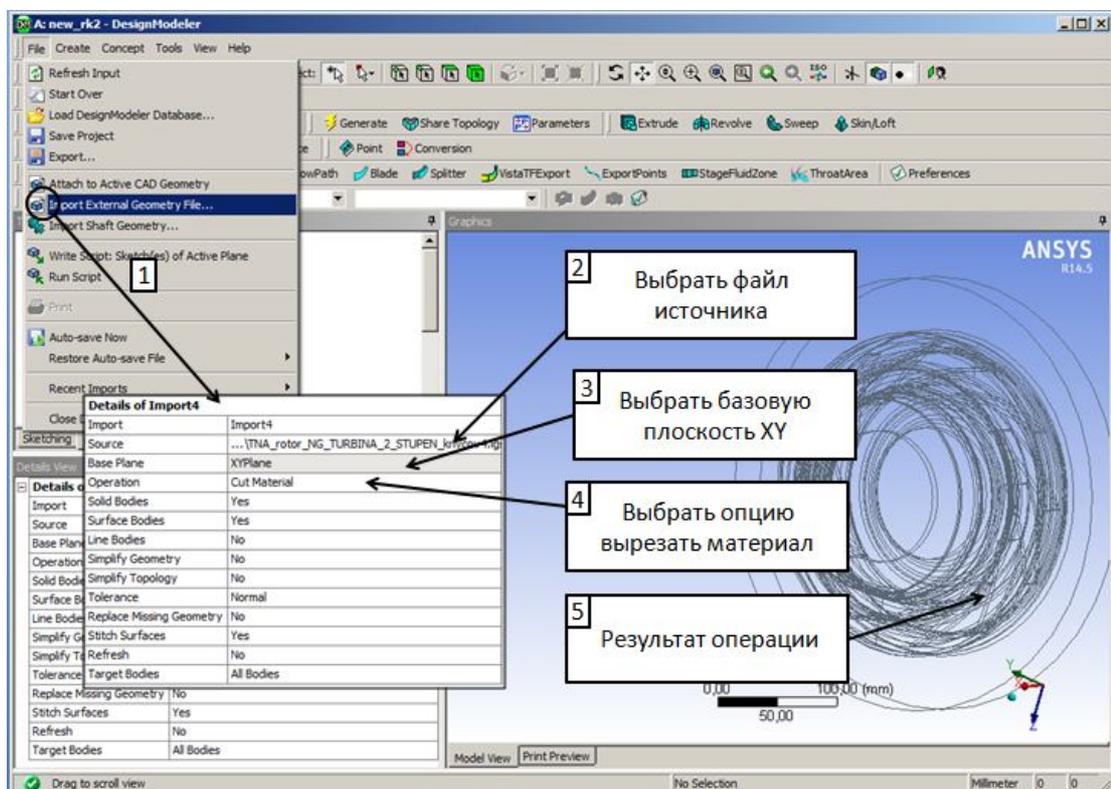


Рис. 2.6. Настройки меню импорта с вычитанием геометрии и результат операции

Шаг 7. Аналогичным образом вычитается объем шнека. Результат операции показан на Рис. 2.7.

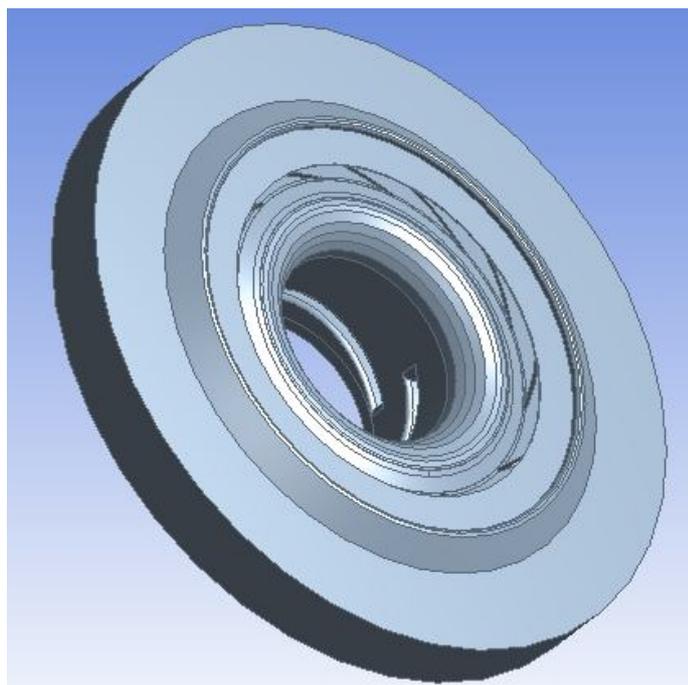
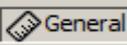


Рис. 2.7. Результат операции с вычитанием геометрии лопастей шнека

Шаг 8. Создание эскиза для разделения объемов шнека и крыльчатки (Рис. 2.8). В плоскости ZX создается новый эскиз . В меню редактирования эскиза с помощью линий  строится ломаная, изображенная на Рис. 2.9. Затем с помощью расстановки размеров  добиваются нужного положения линий.

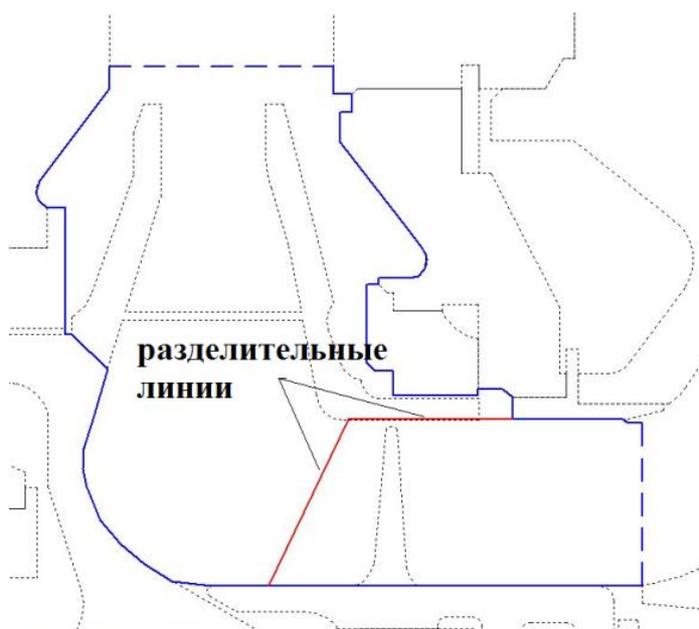


Рис. 2.8. Расположение разделительных линий в тракте насоса

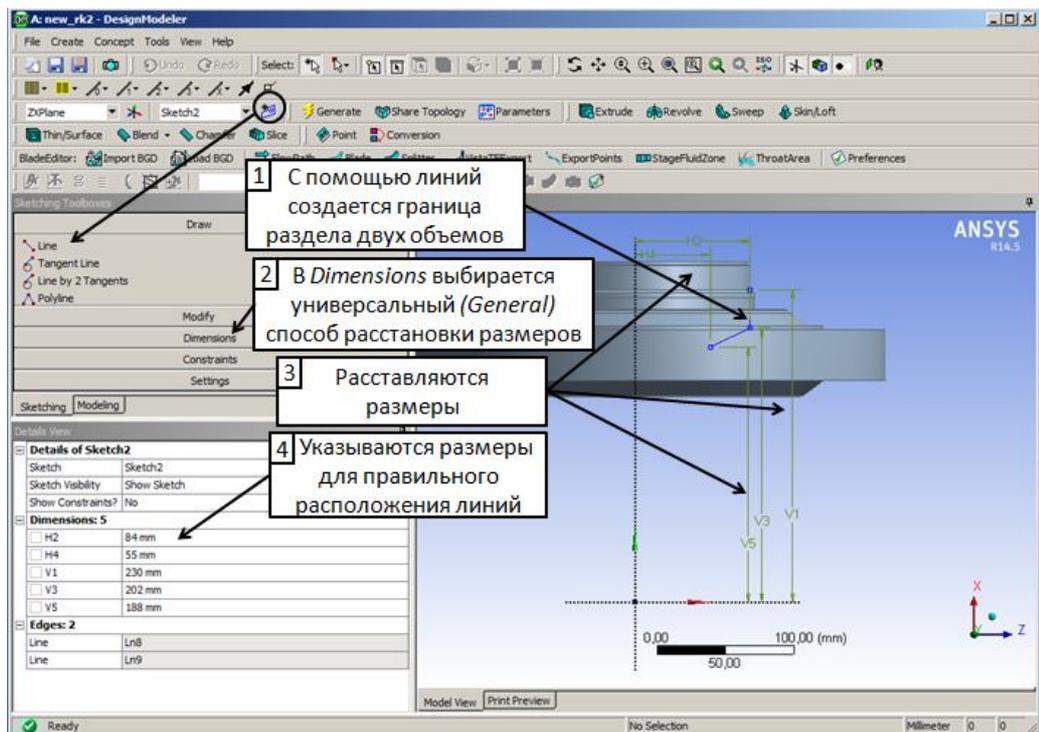


Рис. 2.9. Создание ломаной линии разделителя объемов шнека и крыльчатки

Шаг 9. С помощью операции вращения  разделительной ломаной, созданной в предыдущем шаге, объем основного тракта разделяется на объемы межлопаточных каналов шнека и крыльчатки насоса. Для этого выбирается опция с удалением материала (*Cut Material*). Настройки меню импорта с вычитанием материала и результат операции показан на рисунке 1.10.

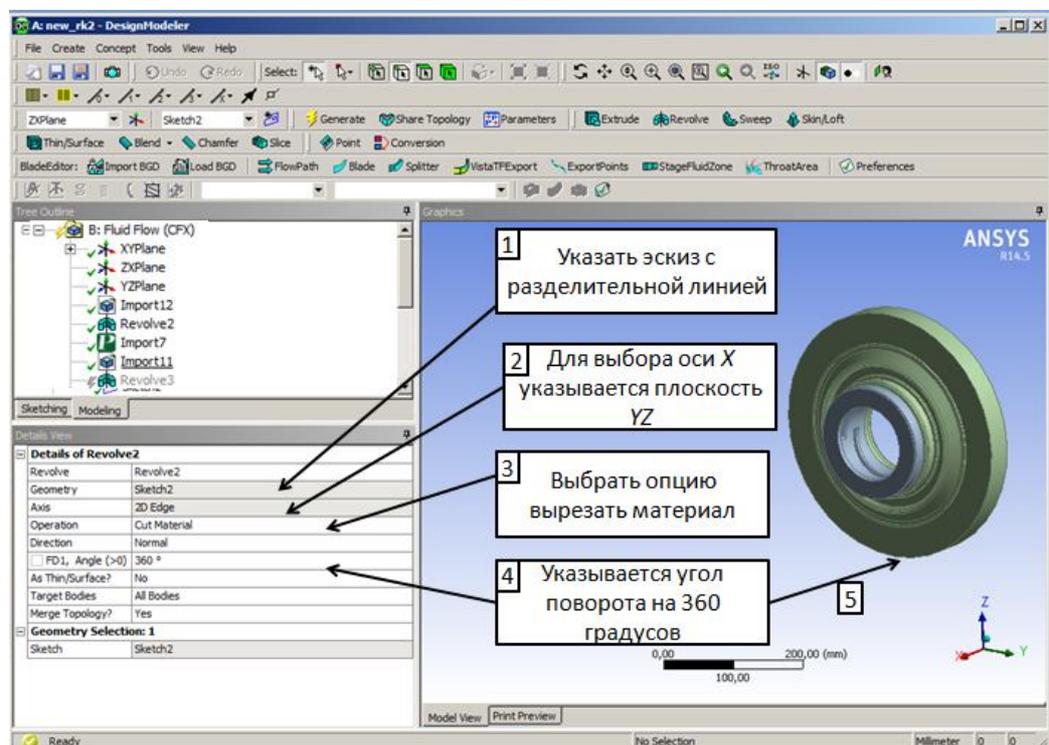


Рис. 2.10. Настройки меню вращения разделительной линии с вычитанием геометрии и результат операции

Шаг 10. Следующими выполняются несколько операций (*шаг 10- 12*), направленных на получение твердотельной модели одного межлопаточного канала рабочего колеса крыльчатки насоса, обладающего свойством окружной периодичности. Сначала в плоскости *YZ* создается эскиз  тела-инструмента. С помощью набора линий строится эскиз межлопаточного канала, включающий в себя лопатку крыльчатки (Рис. 2.11). Угол сектора должен быть равен углу одного межлопаточного канала ($360^0/n$, где *n* – число лопаток).

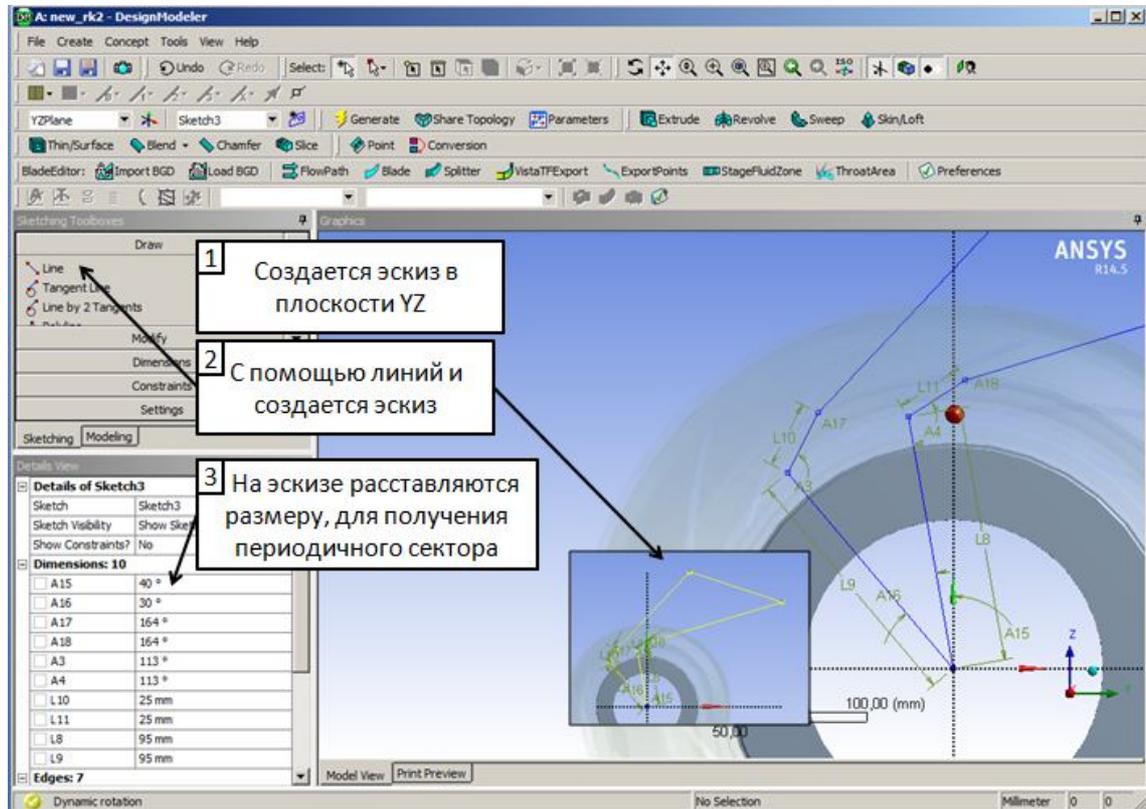


Рис. 2.11. Эскиз тела-инструмента, создаваемого для построения объема одного межлопаточного канала

Шаг 11. С помощью операции выдавливания (*Extrude* ) эскиз вытягивается по оси *X* на высоту, превышающую размеры модели крыльчатки (рисунок 1.12).

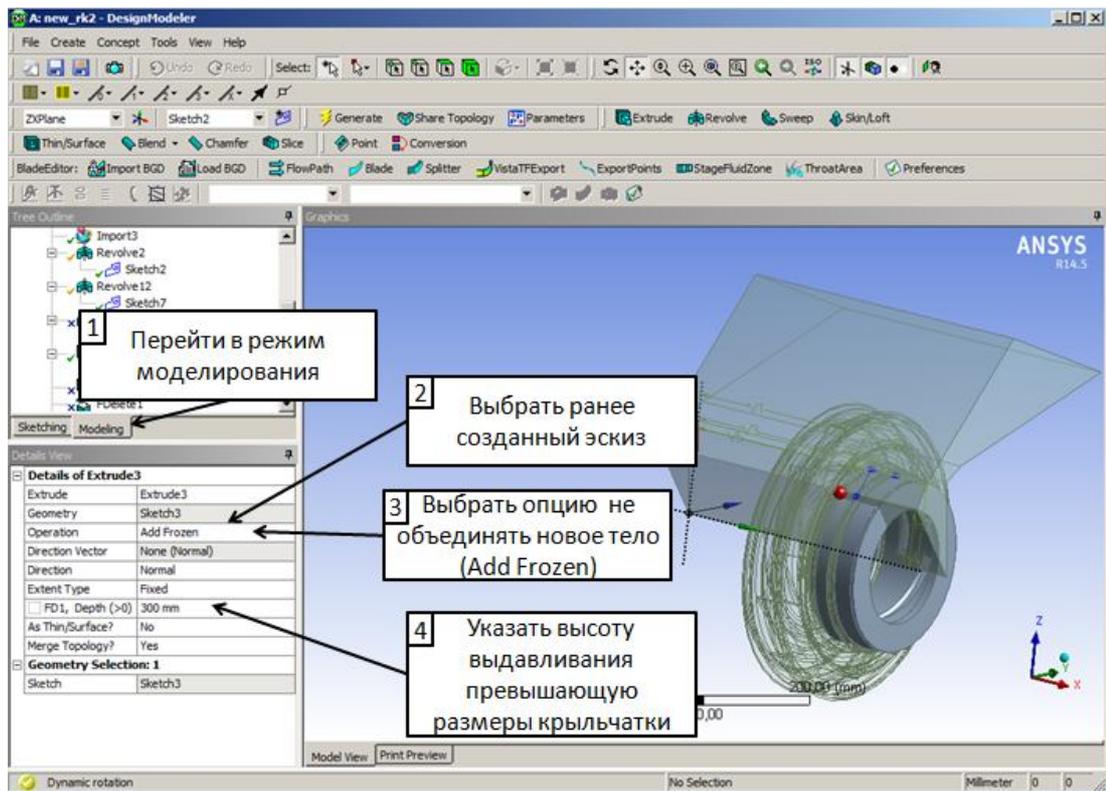


Рис. 2.12. Операция выдавливания тела-инструмента

Шаг 12. Затем созданное тело инструмент объединяется пересечением с объемом крыльчатки с помощью булевой операции *Boolean* (Рис. 2.13).

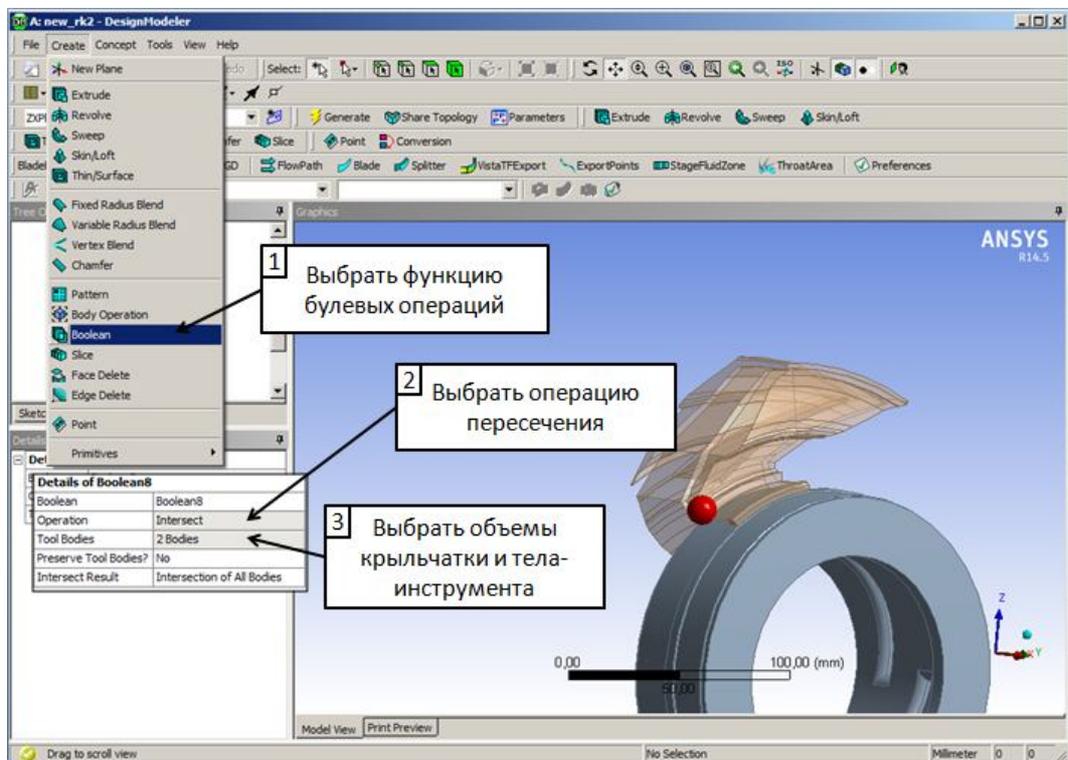


Рис. 2.13. Булева операция над телами

Шаг 13. Создание разделительной линии объемов полости и крыльчатки насоса (Рис. 2.14). Аналогично шагу 8 создается эскиз линии для отделения объемов надроторной полости и крыльчатки (Рис. 2.15).

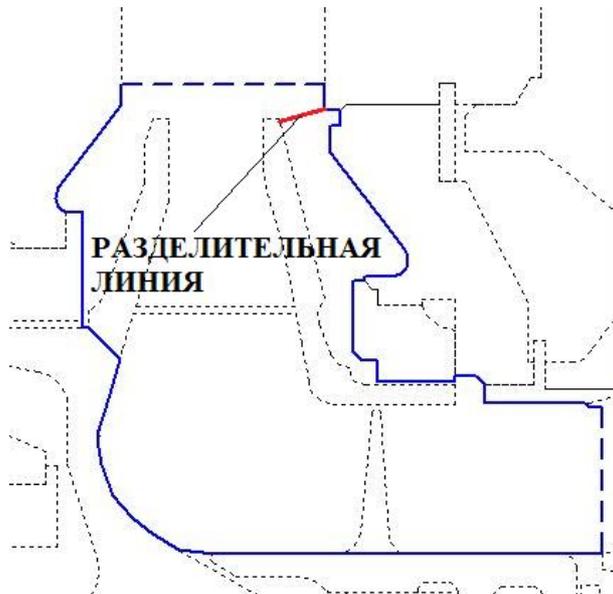


Рис. 2.14. Расположение разделительной линии

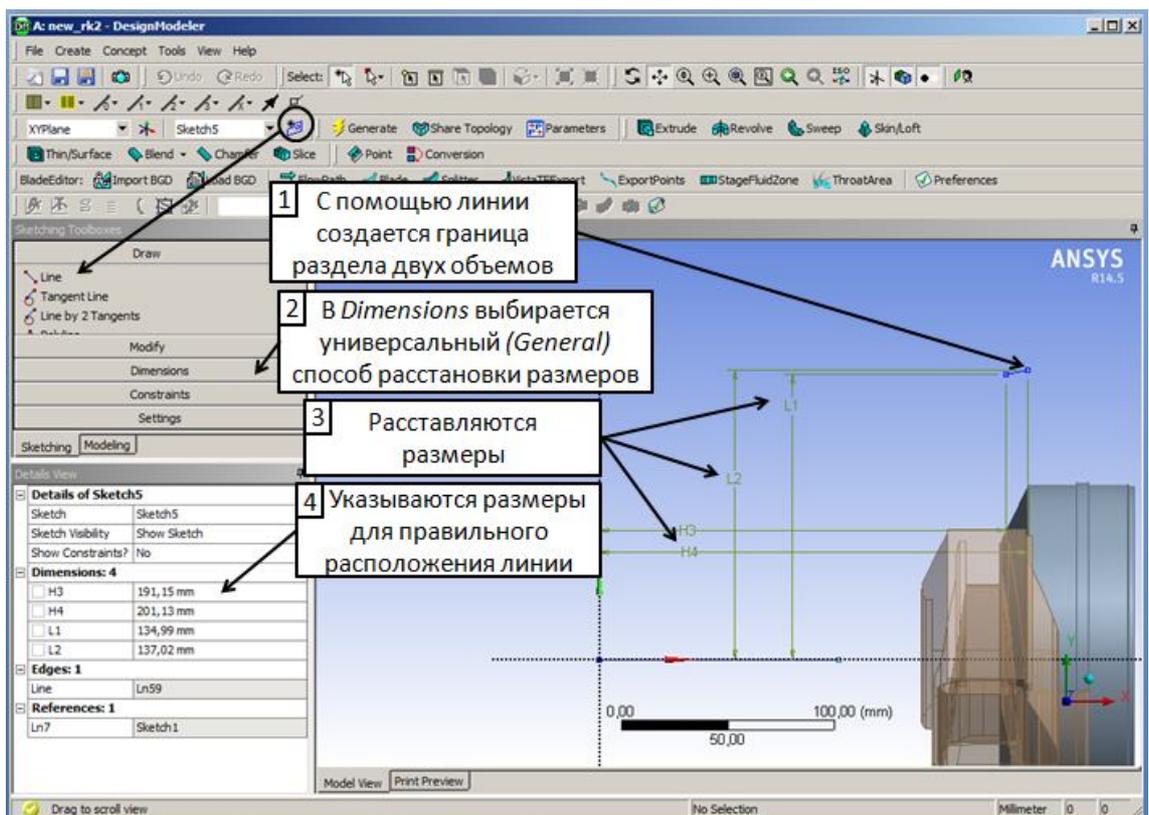


Рис. 2.15. Создание линии разделителя объемов надроторной полости и крыльчатки

Шаг 14. С помощью операции вращения  разделительной линии, созданной в предыдущем шаге, разделяются объемы надроторной полости и крыльчатки насоса. Для

этого выбирается опция с удалением материала (*Cut Material*). Настройки меню импорта с вычитанием материала и результат операции показан на Рис. 2.16.

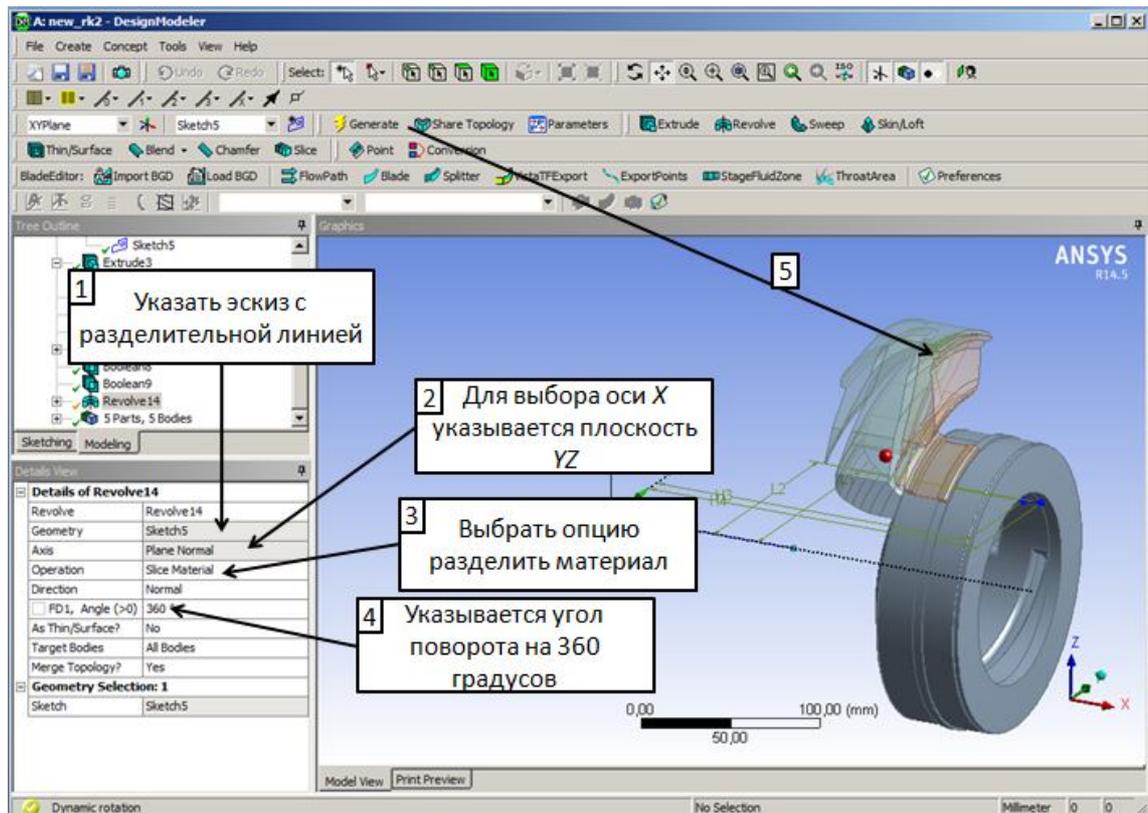


Рис. 2.16. Настройки меню вращения разделительной линии с разделением геометрии и результат операции

Шаг 15. Далее необходимо исключить из работы линии меридиональных обводов основного тракта с помощью операции *Suppress Body*  (Рис. 2.17).

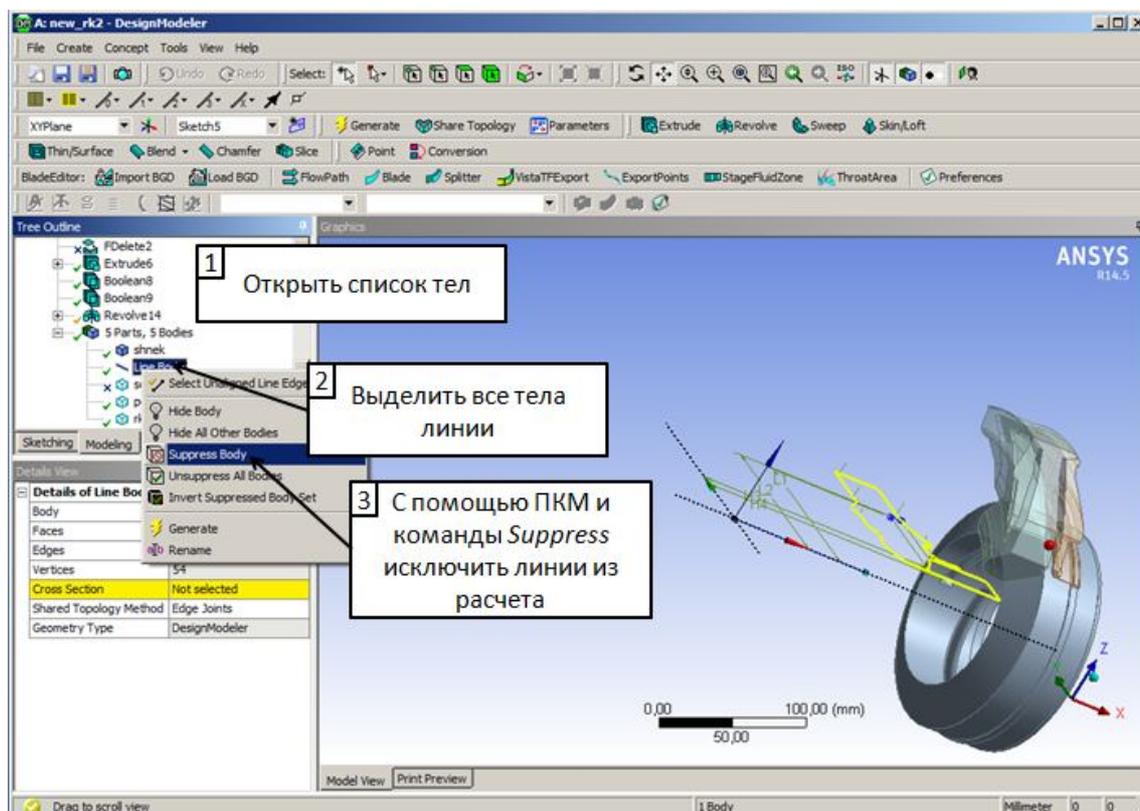


Рис. 2.17. Выключение из дальнейшего расчета линий

Переход от полноокружной модели шнека к периодической потребует значительных усилий от пользователя или потребует использования специализированных сеткогенераторов. В данной работе модель шнека принято оставить полноокружной.

Дополнительно необходимо создать твердотельную модель внутренней части улитки. Несмотря на то, что фактически требуется провести моделирование только крыльчатки, улитка необходима для облегчения сведения задачи и получения более адекватных параметров потока на крыльчатке.

Шаг 16. Добавляем в проект *Ansys Workbench* дополнительно модуль *Mesh*. Для этого перетягиваем модуль *Mesh* в рабочее поле.

Шаг 17. Импортируем готовую геометрию внутренней полости улитки с помощью операции меню  *Import External Geometry File*. Геометрия улитки может быть построена двумя способами: 1) построением изначально геометрии внутренней полости; 2) вычитанием из тела произвольных размеров модели металлической оболочки улитки, с последующим удалением ненужных деталей.

На этом операции по подготовке твердотельной модели завершаются, далее осуществляется непосредственно процесс построения расчетной сетки.

2.2 Создание на основе твердотельной модели тракта сеточной модели в *Ansys Meshing*

Запуск программы *ANSYS Meshing* осуществляется из-под оболочки *ANSYS Workbench* двойным щелчком по вкладке *Mesh*. После загрузки приложения в него автоматически подгружается геометрия, созданная в CAD-редактор *Design Modeler*.

Для облегчения построения расчетной сетки использовался стандартный алгоритм создания неструктурированной сетки со сгущением и упорядочиванием поверхностных сеток. Для увеличения количества элементов в пристеночной зоне используется функция по созданию призматического слоя

Шаг 1. Сначала с помощью операции инфляции (*Inflation* 🟢) создается призматический слой на втулочных поверхностях и поверхностях лопастей шнека. Для создания призматического слоя указывается трехмерный объект на который будет распространяться сгущение, двумерный или одномерный объект от которого оно будет распространяться, а также настройки сгущения (толщина слоя, количество слоев и др.). На Рис. 2.18. показаны настройки меню создания призматического слоя и грани, вблизи которых он создается.

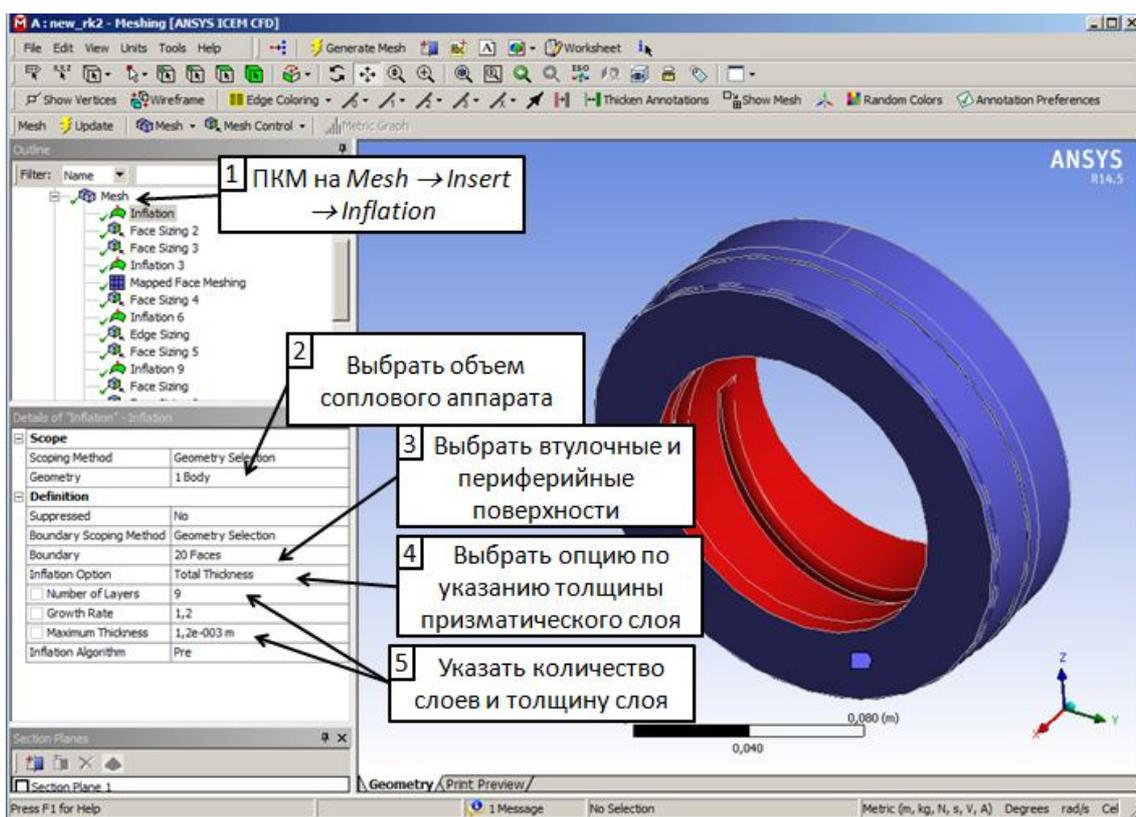


Рис. 2.18. Настройка создания призматического слоя вблизи обводов соплового аппарата

Шаг 2. По аналогии с предыдущей операцией призматический слой создается на периферийных поверхностях шнека (за исключением поверхности интерфейса между шнеком и надроторной полостью) (Рис. 2.19).

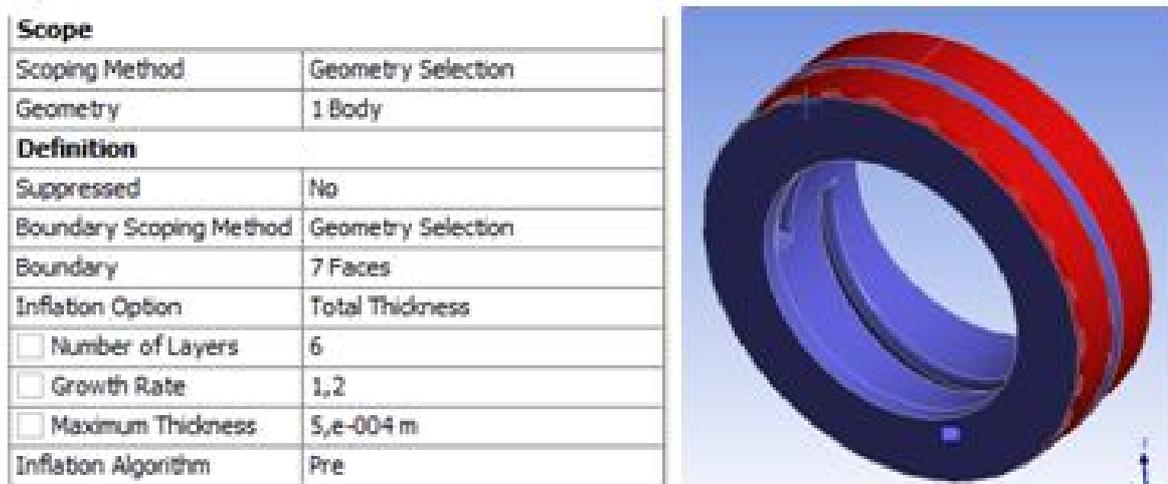


Рис. 2.19. Настройка создания призматического слоя вблизи периферийной поверхности шнека

Шаг 3. По аналогии с предыдущей операцией призматический слой создается на поверхностях вблизи втулочной поверхности крыльчатки насоса (Рис. 2.20).

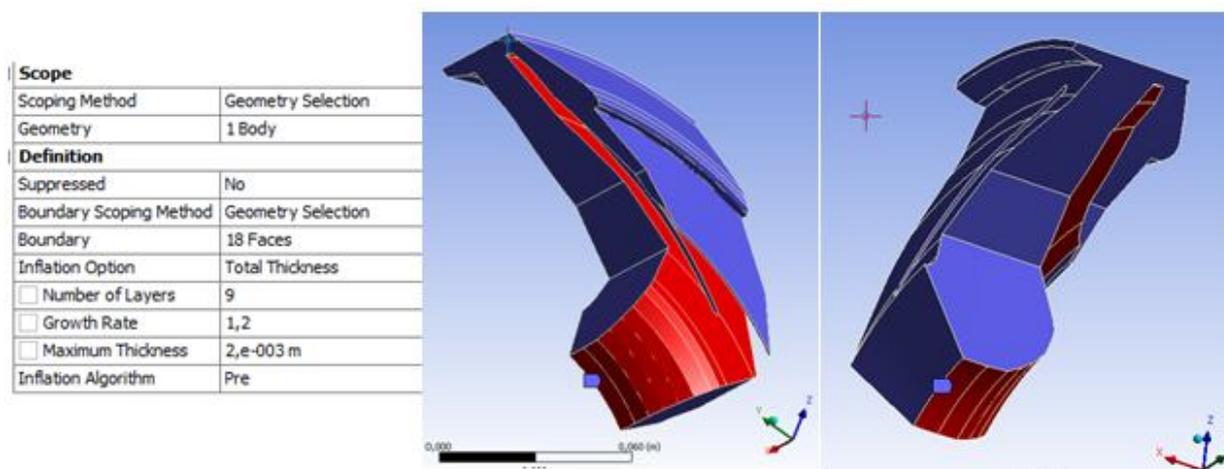


Рис. 2.20. Настройка создания призматического слоя вблизи поверхностей вблизи втулочной поверхности крыльчатки насоса

Шаг 4. По аналогии с предыдущей операцией призматический слой создается на поверхностях пера лопатки крыльчатки насоса (Рис. 2.21).

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Named Selections
Boundary	rk_blade_p
Inflation Option	Total Thickness
<input type="checkbox"/> Number of Layers	6
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
<input type="checkbox"/> Maximum Thickness	1,e-003 m
Inflation Algorithm	Pre

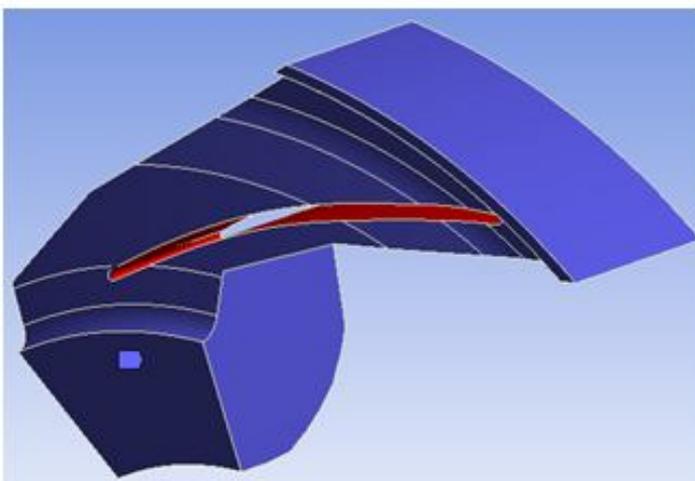


Рис. 2.21. Настройка создания призматического слоя вблизи поверхностях вблизи пера лопатки крыльчатки насоса

Шаг 5. По аналогии с предыдущей операцией призматический слой создается на поверхностях вблизи периферийной поверхности крыльчатки насоса (Рис. 2.22).

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	13 Faces
Inflation Option	First Layer Thickness
<input type="checkbox"/> First Layer Height	7,e-005 m
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre

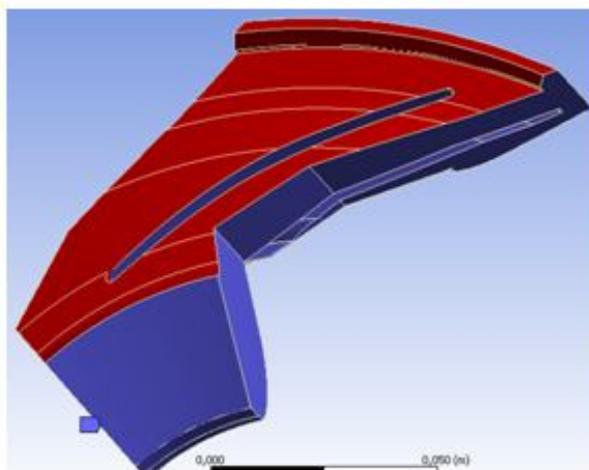


Рис. 2.22. Настройка создания призматического слоя вблизи периферийной поверхности крыльчатки насоса

Шаг 6. Для адекватного описания процессов в радиальном зазоре необходимо минимум десять элементов по высоте: для этого также используется призматический слой. По аналогии с предыдущей операцией призматический слой создается на внешних поверхностях вблизи радиального зазора надроторной полости (рисунок 1.23).

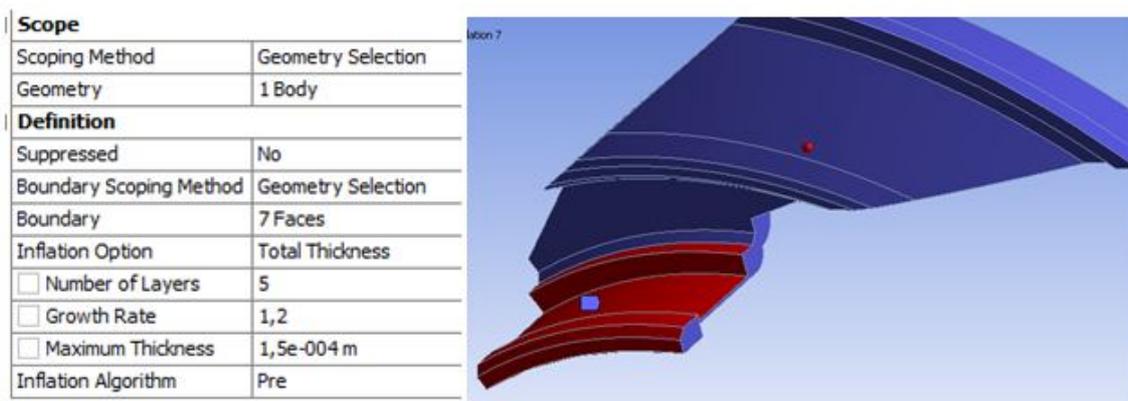


Рис. 2.24. Настройка создания призматического слоя на внешних поверхностях вблизи радиального зазора надроторной полости

Шаг 7. По аналогии с предыдущей операцией призматический слой создается на внутренних поверхностях вблизи радиального зазора надроторной полости (Рис. 2.25).

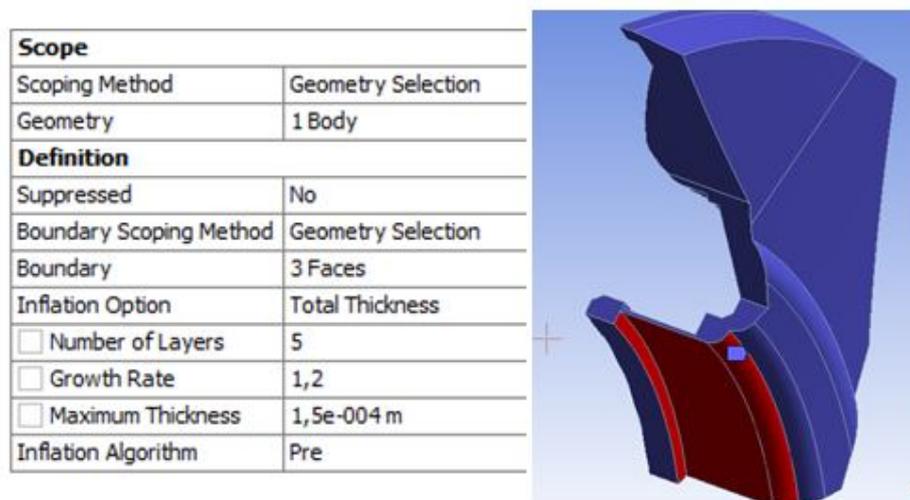


Рис. 2.25. Настройка создания призматического слоя на внутренних поверхностях вблизи радиального зазора надроторной полости

Шаг 8. Так как в надроторной полости поведение потока сложное, с высокими градиентами изменения параметров необходимо создать призматический слой на остальных поверхностях полости. По аналогии с предыдущей операцией призматический слой создается на оставшихся поверхностях надроторной полости (за исключением поверхностей периодики, входа и выхода) (Рис. 2.26).

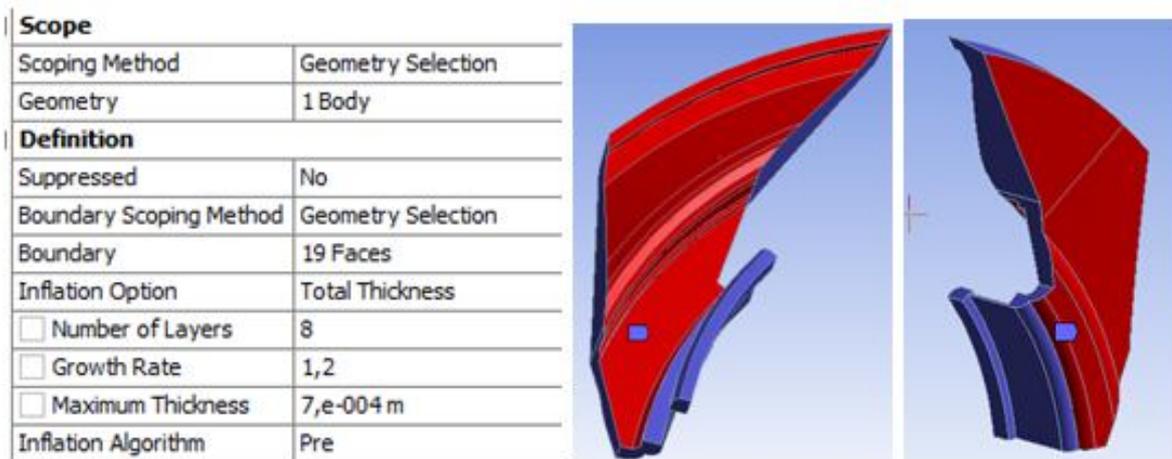


Рис. 2.26 Настройка создания призматического слоя на оставшихся поверхностях надроторной полости

Шаг 9. Для повышения качества сетки на отдельных гранях используется функция упорядочивания сеточных элементов (*Mapped Face Meshing* ). Для упорядочивания необходимо указать грани поверхности кромок и поверхности вблизи радиального зазора (Рис. 2.27).

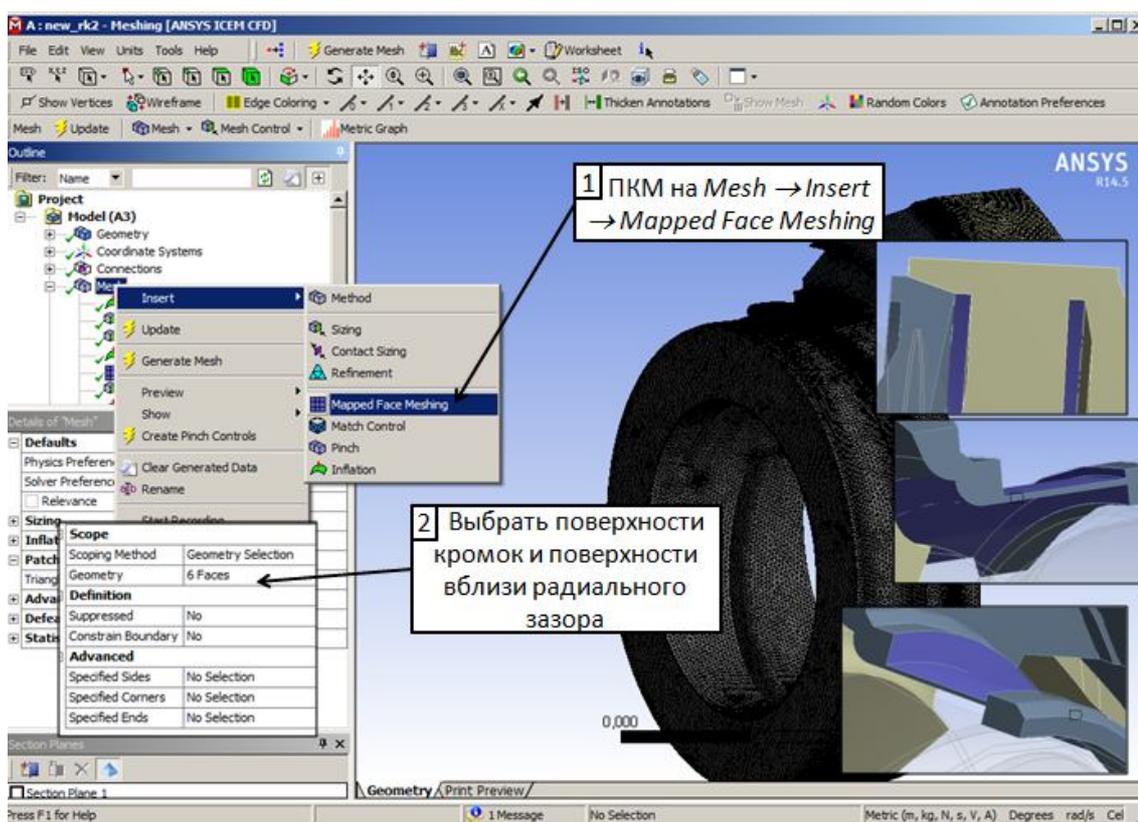


Рис. 2.27. Настройка упорядочивания сетки на отдельных гранях

Шаг 10. Алгоритм сеткогенератора не всегда может корректно определить необходимый размер элементов и их количество на грань, поэтому пользователю доступен спе-

циальный инструмент, позволяющий указывать необходимые параметры сеточных элементов применительно к линиям, поверхностям и объемам. С помощью операции по указанию размера сеточного элемента для поверхности (*Face Sizing*) необходимо увеличить количество элементов (уменьшив размер элемента) на периферийных поверхностях лопастей шнека (Рис. 2.28). В настройках меню указываются размер элемента и поверхности, для которых он задается.

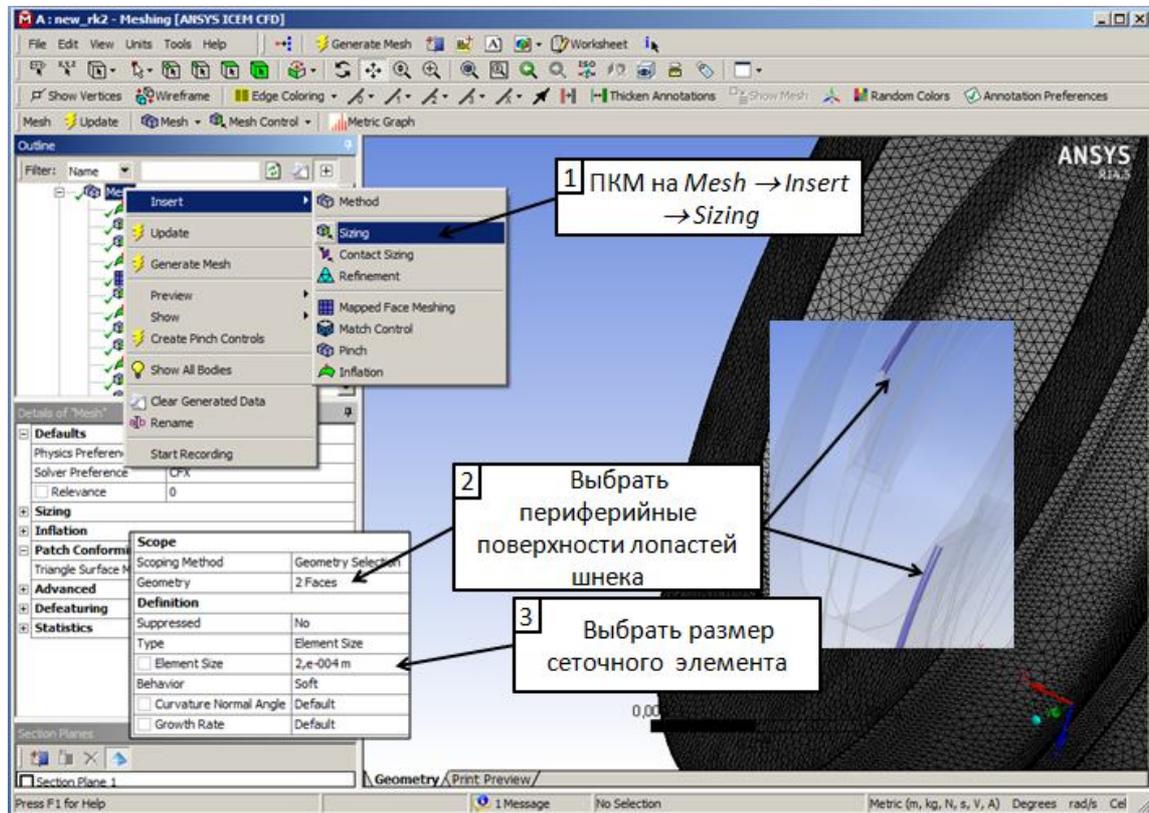


Рис. 2.28. Настройки меню указания размера элемента на периферийных плоскостях лопастей шнека

Шаг 11. По аналогии с предыдущей операцией необходимо указать размер сеточного элемента для поверхности интерфейса между шнеком и надроторной полостью (Рис. 2.29).

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	1,e-003 m
Behavior	Soft
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default



Рис. 2.29. Настройки меню указания размера элемента на грани интерфейса объемов шнека и надроторной полости

Шаг 12. По аналогии с предыдущей операцией необходимо указать размер сеточного элемента для поверхностей лопатки крыльчатки (Рис. 2.30).

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	4 Faces
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	1,e-003 m
Behavior	Soft
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default

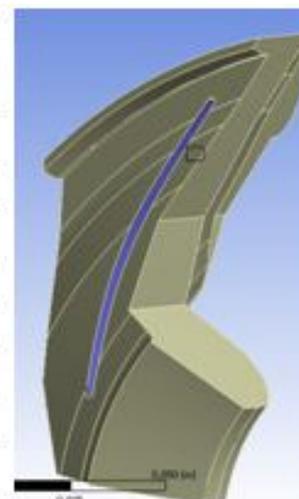


Рис. 2.30. Настройки меню указания размера элемента для поверхностей лопатки крыльчатки

Шаг 13. По аналогии с предыдущей операцией необходимо указать размер сеточного элемента для поверхностей вблизи радиального зазора надроторной полости (Рис. 2.31).

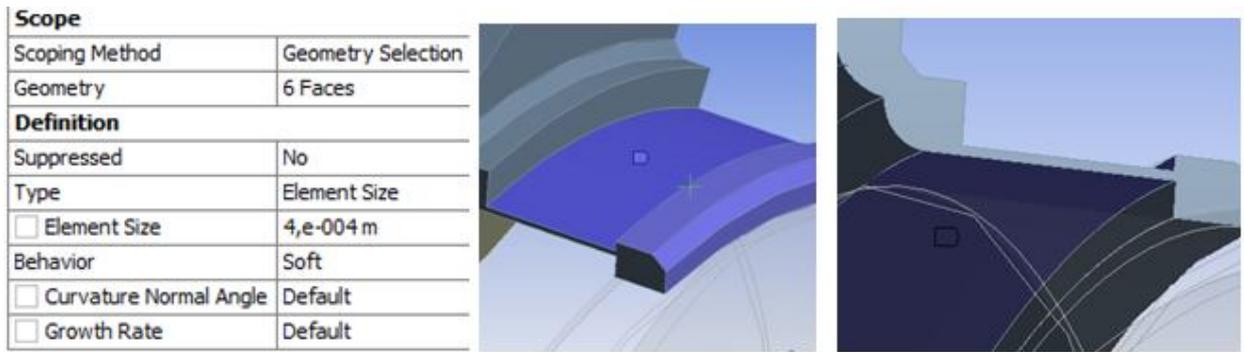


Рис. 2.31. Настройки меню указания размера элемента для поверхностей вблизи радиального зазора надроторной полости

Далее необходимо выделить грани модели к которым в препроцессоре будут применяться какие-либо граничные условия: входа, выхода, интерфейсы и т.д. Для облегчения работы при обработке результатов расчета необходимо также выделить поверхности окружающих обводов: втулочных и периферийных, поверхности лопаток и боковые грани для моделей межлопаточных каналов. При этом грани расчетной модели, которые будут использоваться для передачи граничных условий для прочностного анализа необходимо именовать особо (например *name*_p*). Если грань относится к поверхности периферийного обвода крыльчатки (*shroud*), но также будет использоваться для передачи данных в прочностной модуль, то ее рекомендуется назвать *shroud_p*.

14) Процесс выделения грани происходит с помощью операции присваивания имени (*Named Selection* ). Ниже приводится таблица в соответствии с которой необходимо называть границы модели (Таблица 1.1).

Таблица 1.1. Название и расположение границ модели

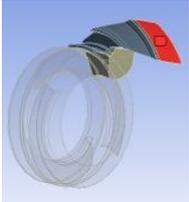
Наименование Границы	Имя в модели	Вид
Вход в домен шнека	<i>inlet</i>	
Выход домена крыльчатки	<i>outlet</i>	
Периферийные поверхности домена шнека (за исключением поверхности интерфейса), которые не касаются крыльчатки	<i>shnek shroud</i>	
Периферийные поверхности домена шнека (за исключением поверхности интерфейса), которые касаются крыльчатки	<i>shnek shroud_p</i>	
Втулочные поверхности домена шнека	<i>shnek hub</i>	
Поверхности 1-ой лопатки шнека	<i>shnek blade1_p</i>	
Поверхности 2-ой лопатки шнека	<i>shnek blade2_p</i>	

Таблица 1.1. Продолжение

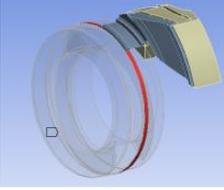
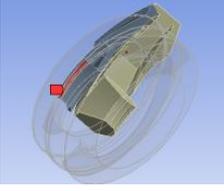
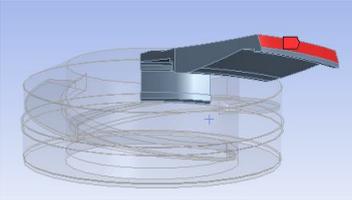
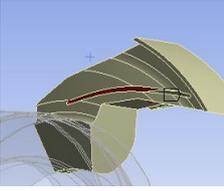
Выход домена шнека в надроторную полость	<i>int3</i>	
Вход в домен надроторной полости со стороны шнека	<i>int4</i>	
Выход домена шнека на крыльчатку	<i>int1</i>	
Вход домена крыльчатки	<i>int2</i>	
Выход с домена надроторной полости в домен крыльчатки	<i>int5</i>	
Вход в домена крыльчатки со стороны домена надроторной полости	<i>int6</i>	
Поверхности лопатки крыльчатки	<i>rk blade_p</i>	

Таблица 1.1. Продолжение

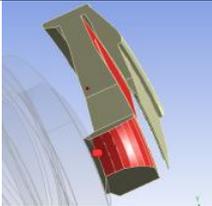
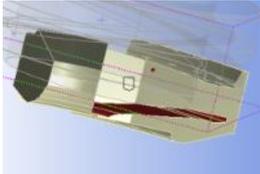
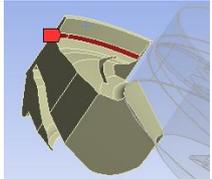
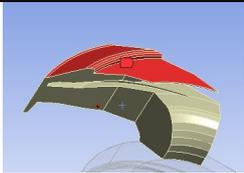
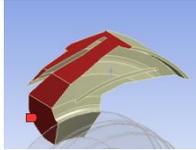
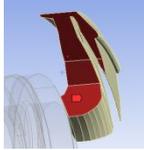
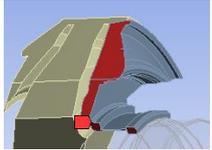
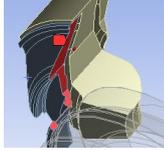
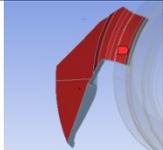
Внутренние втулочные поверхности домена крыльчатки	<i>rk hub1_p</i>	
Внешние втулочные поверхности домена крыльчатки	<i>rk hub2_p</i>	
Внутренние периферийные поверхности домена крыльчатки	<i>rk shroud1_p</i>	
Внешняя периферийная поверхность домена крыльчатки	<i>rk shroud2_p</i>	
Неподвижные поверхности, примыкающие к задней стенке крыльчатки	<i>cr_wall1</i>	
Левые боковые грани домена крыльчатки	<i>1 1</i>	
Правые боковые грани домена крыльчатки	<i>1 2</i>	
Левые боковые грани домена надроторной полости	<i>2 1</i>	
Правые боковые грани домена надроторной полости	<i>2 2</i>	

Таблица 1.1. Продолжение

<p>Вращающаяся поверхность домена над-роторной полости, примыкающая к диску крыльчатки</p>	<p><i>rot wall_p</i></p>	
--	--------------------------	---

Шаг 15. Создание расчетной сетки. После нажатия кнопки обновления (*Update* ⚡) запускается процесс сеткогенерации. По окончании которого в графическом окне появляется сгенерированная расчетная сетка, а под ним появляется окно статистики, отображающее гистограмму распределение количества элементов по выбранному критерию качества сетки. Традиционным критерием качества сетки является ее скошенность (*Skewness*) (Рис. 2.32). Этот параметр прямо пропорционален разнице наибольшего и наименьшего углов в ячейке, и обратно пропорционален наибольшему углу. Диапазон измерения этого параметра от 0 до 1. Наибольшее значение этого параметра соответствует наименее качественным ячейкам.

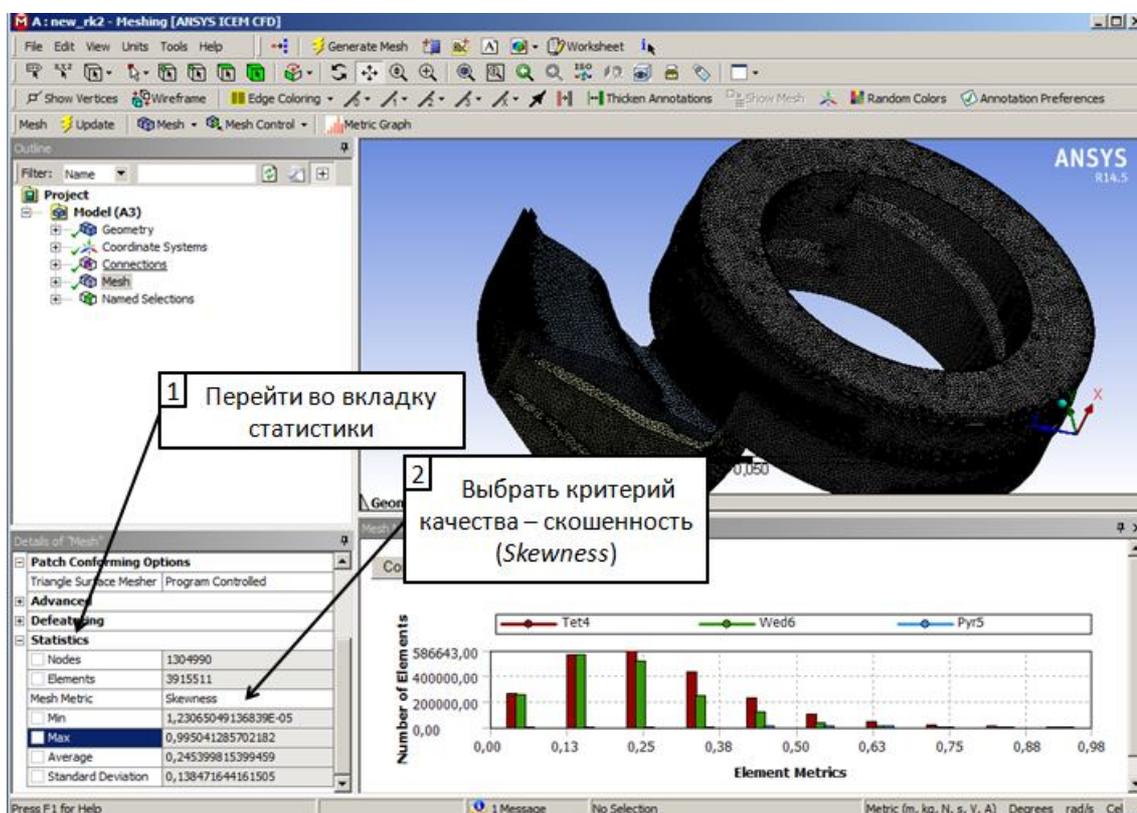


Рис. 2.32. Просмотр качества созданной расчетной сетки

Для просмотра расположения элементов с высокой скошенностью необходимо ЛКМ щелкнуть по столбцу гистограммы. В элементах с высокой скошенностью возникают большие расчетные ошибки, влияющие как на сам процесс решения, так и на результаты расчета в целом. При создании расчетной сетки пользователю необходимо стремиться снизить максимальную скошенность ячеек ниже 0,97, используя средства управления сеткой, описанные выше.

Шаг 16. Создание сетки улитки. Необходимо перейти во вкладку Mesh модуля Mesh, добавленного в проект ранее. Необходимо создать призматический слой с помощью операции инфляции (*Inflation* 🍷) на всей поверхности улитки кроме входа и выхода (Рис. 2.33).

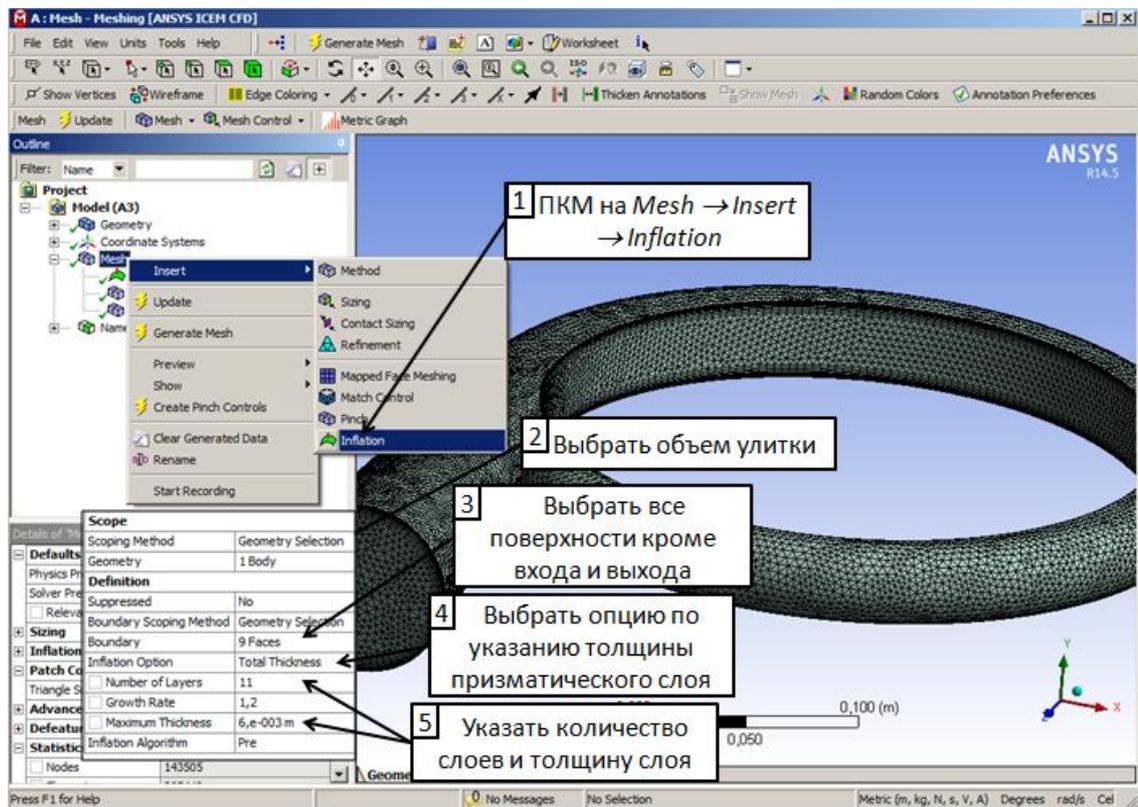


Рис. 2.33. Создание призматического слоя в домене улитки

Шаг 17. Для улучшения качества сетки расположенной между сходящимися кривыми служит функция сжатия (*Pinch* 🍷). Для этой операции необходимо по очереди указать две сходящиеся кривые и назначить размер сеточного элемента после которого эти линии условно соединяются (Рис. 2.34).

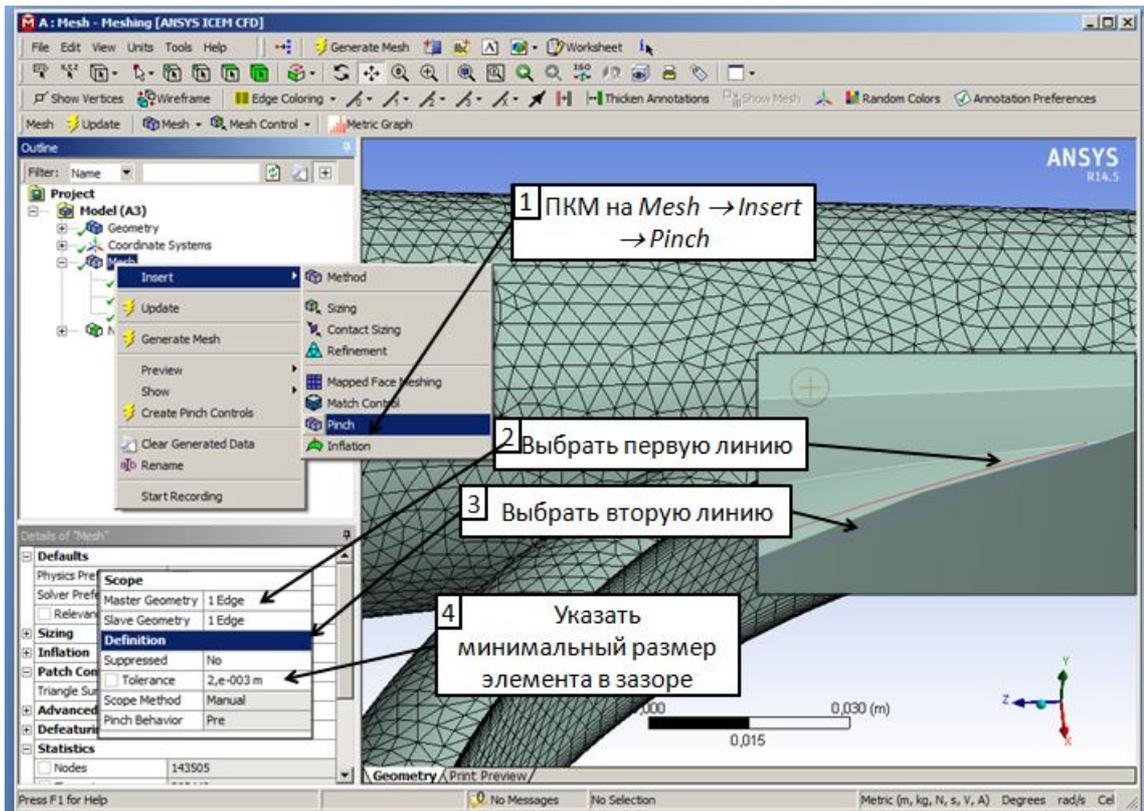


Рис. 2.34. Улучшение сетки с использованием функции Pinch

Шаг 18. Необходимо повторить предыдущую операцию с другой стороны улитки.

Шаг 19. Создание расчетной сетки улитки. После нажатия кнопки обновления (*Update* ⚡) запускается процесс сеткогенерации. По окончании которого в графическом окне появляется сгенерированная расчетная сетка, а под ним появляется окно статистики, отображающее гистограмму распределение количества элементов по выбранному критерию качества сетки.

Шаг 20. Выделение поверхностей входа и выхода улитки с помощью операции *Named Selection* в соответствии с Рис. 2.35.

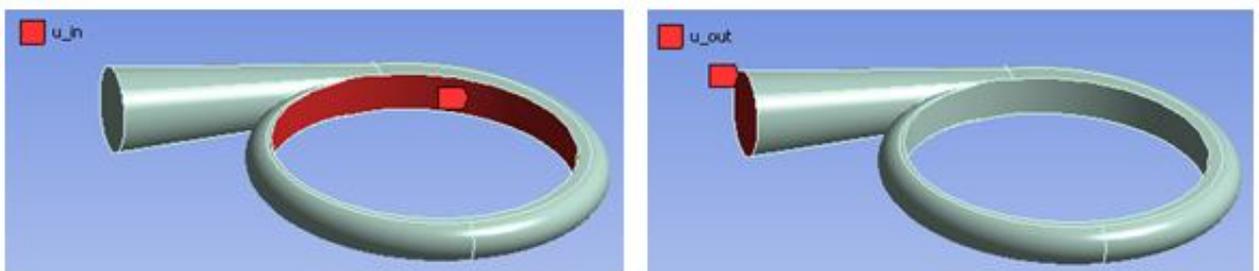


Рис. 2.35. Выделение поверхностей входа и выхода улитки операцией Named Selection

Шаг 21. Экспорт созданной расчетной сетки улитки. Для экспорта сгенерированной сетки необходимо воспользоваться меню эскорта сеток в формате *.msh (Рис. 2.36).

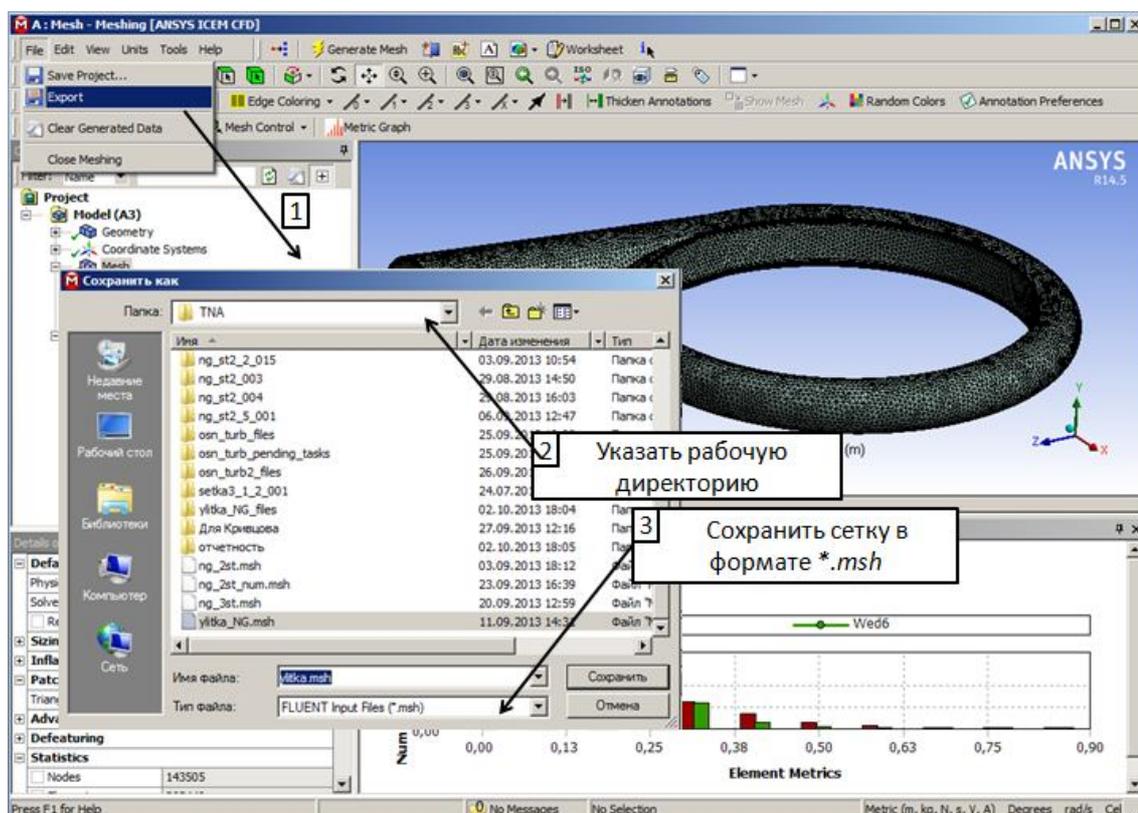


Рис. 2.37. Выделение поверхностей входа и выхода улитки операцией Named Selection

На этом работа по созданию расчетной сетки насоса закончена.

2.3 Настройка расчетной модели насоса в *Ansys CFX-Pre*

В препроцессоре настраиваются свойства рабочего тела, граничные условия, задаются настройки различных моделей турбулентности, настраиваются параметры решателя, а также вывод справочных данных во время расчета по которым оценивается степень схождения задачи. Далее подробно описываются этапы построения расчетной модели.

Шаг 1. Запуск программы *ANSYS CFX-Pre* осуществляется из-под оболочки *ANSYS Workbench* двойным щелчком по вкладке *Setup*. После загрузки приложения в него автоматически подгружается сеточная модель, созданная в сеткогенераторе *Ansys Meshing*.

Шаг 2. Импорт сетки улитки с помощью меню *Import Mesh*  (Рис. 2.38)

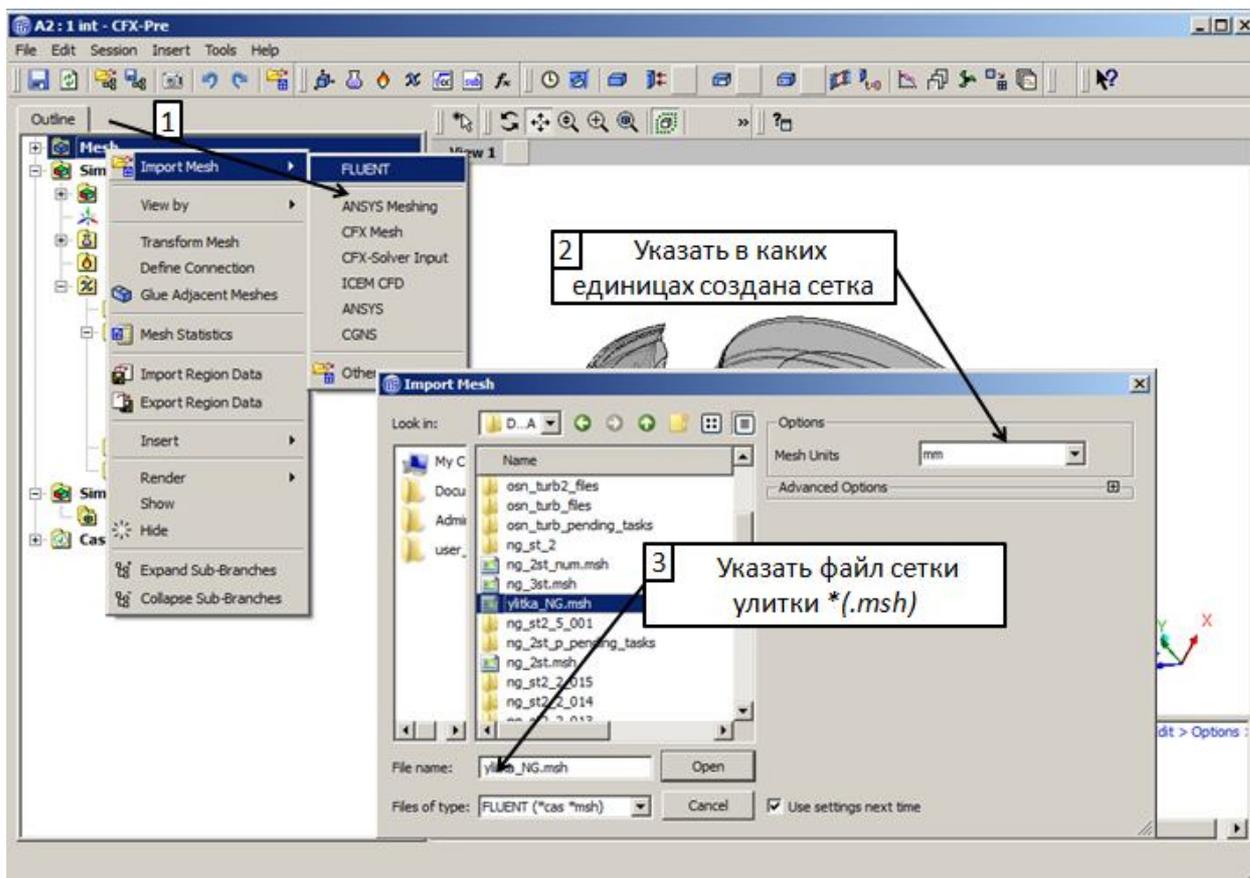


Рис. 2.38. Загрузка ранее созданной сетки улитки

Шаг 3. В меню типа анализа (*Analysis Type* ⌚) выбирается режим стационарного расчета течения (*Steady State*). Расчет в стационарной постановке позволяет существенно сократить потребные вычислительные и временные ресурсы, обеспечивая при этом достаточную точность решения.

Шаг 4. После этого необходимо создать новое рабочее тело, которое по своим свойствам соответствует реальному рабочему телу в насосе ТНА. Для этого в дереве модели во вкладке *Materials* создается новое рабочее тело (Рис. 2.39): *T1* со свойствами, описанными в таблице 1.2.

Таблица 1.2. Термофизические свойства рабочего тела насоса

Name	T1
Вкладка Basic Settings	
Material Group	Liquid Phase Combustion
Thermodynamic State	Liquid
Вкладка Materials Properties	
Термодинамические свойства	Численные значения(Value)
Молярная масса	167,31 кг/кмоль
Плотность	800 г/м ³
теплоемкость	2000 Дж/кг*К
Динамическая вязкость	0,0012 кг/м*с
Теплопроводность	0,1192 Вт/м*К
Коэффициент теплового расширения	0,000257 К ⁻¹

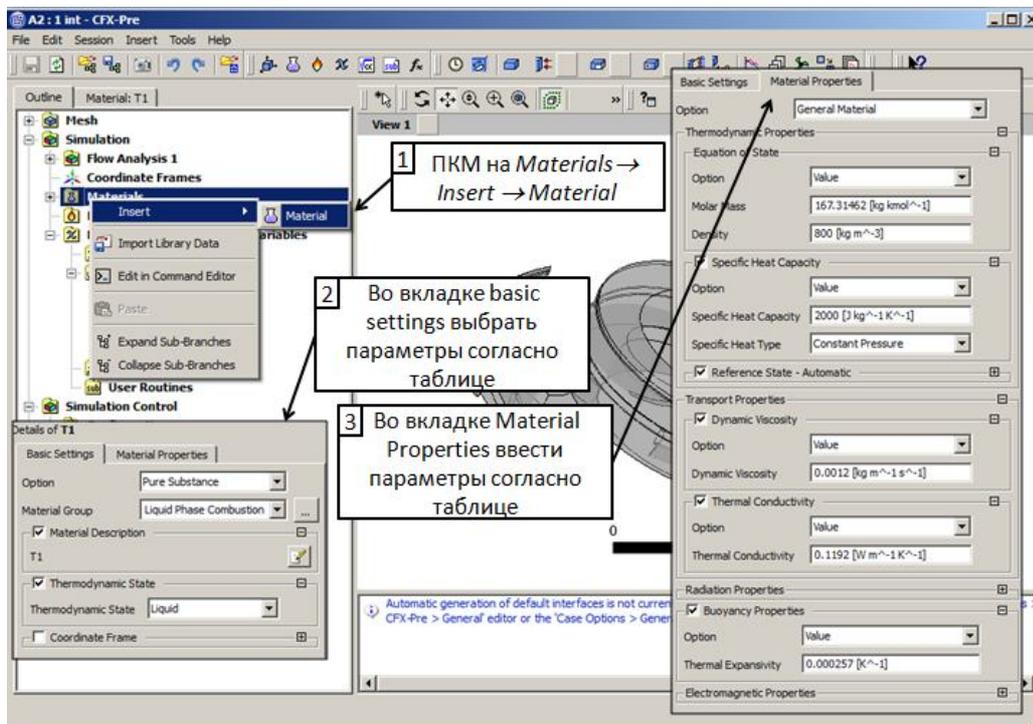


Рис. 2.39. Создание и настройка рабочего тела

Шаг 5. Затем, используя меню *Domain*  на панели быстрого доступа выделяется домен (расчетная зона) шнека (*shnek*). Для удобства в дальнейшем называть домены следует по имени узла ТНА, которому они соответствуют. Следует отметить, что алгоритм работы *CFX* адресный, поэтому создание двух одинаковых имен, например, для домена и границы невозможно.

В меню настройки расчетных зон также настраиваются модели, используемые в расчете (Рис. 2.40): выбирается рабочее тело, модель турбулентности и модель тепловых процессов. Настройки используемых в расчете моделей автоматически применяются ко всем доменам проекта. После выделения домена шнека, необходимо выполнить выбор используемых моделей. Во вкладке *Basic Settings* выбирается рабочее тело *T1*, устанавливается равным нулю справочное давление (*Reference Pressure*), также в подменю *Domain Motion* указывается тип домена – вращение с угловой скоростью 17456 об/мин. Во вкладке *Fluid Models* необходимо включить учет теплообмена: во вкладке *Heat Transfer* выбрать *Total Energy*. Здесь же выбирается модель турбулентности и ее настройки в подменю *Turbulency*: модель турбулентности *k-Epsilon*, и функции стенки *Scalable Wall Function*. Модель турбулентности *k-Epsilon* является наиболее универсальной, обладает широкой областью применения и достаточно хорошо апробирована в инженерных расчетах.

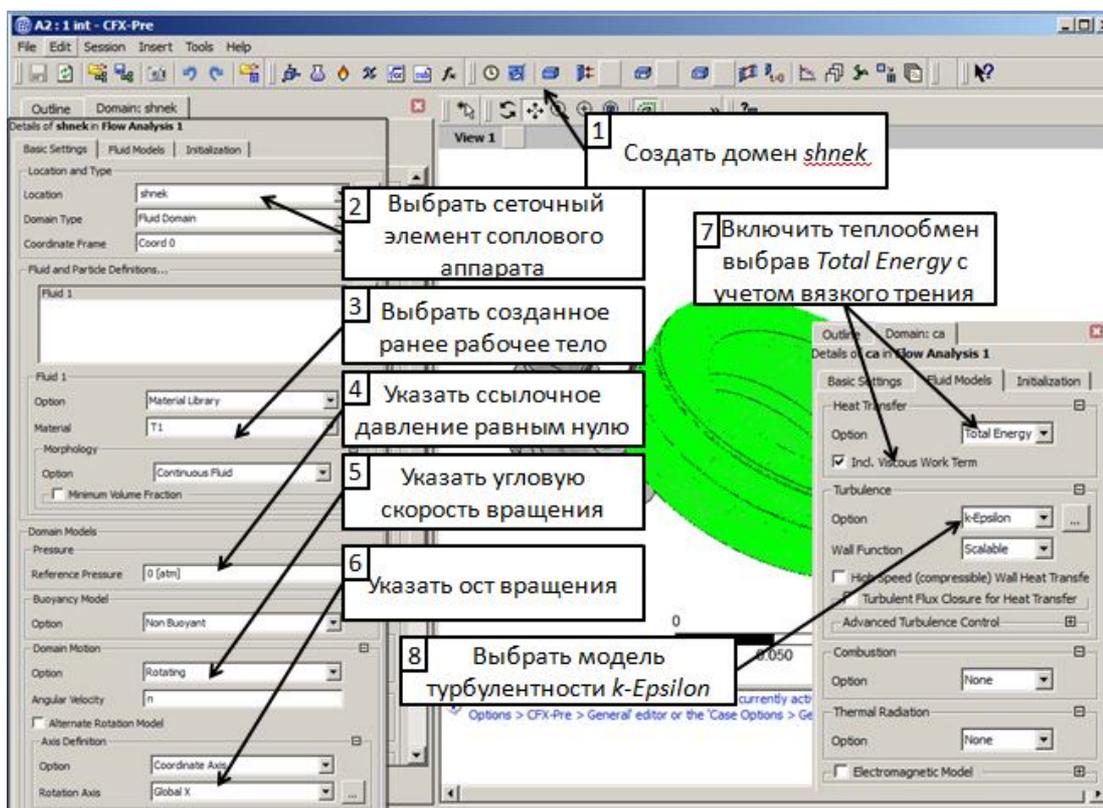


Рис. 2.40. Настройка домена и моделей решения

Шаг 6. Создание домена крыльчатки насоса. Настройка домена аналогична настройке домена шнека. При создании домена крыльчатки в его настройках указывается угловая скорость (об/мин) и ось вращения (Рис. 2.41). Причем положительное значение угловой скорости указывается, если вращение происходит по движению часовой стрелки в направ-

лении оси вращения (правило правой руки), а отрицательное соответственно, когда против движения часовой стрелки.

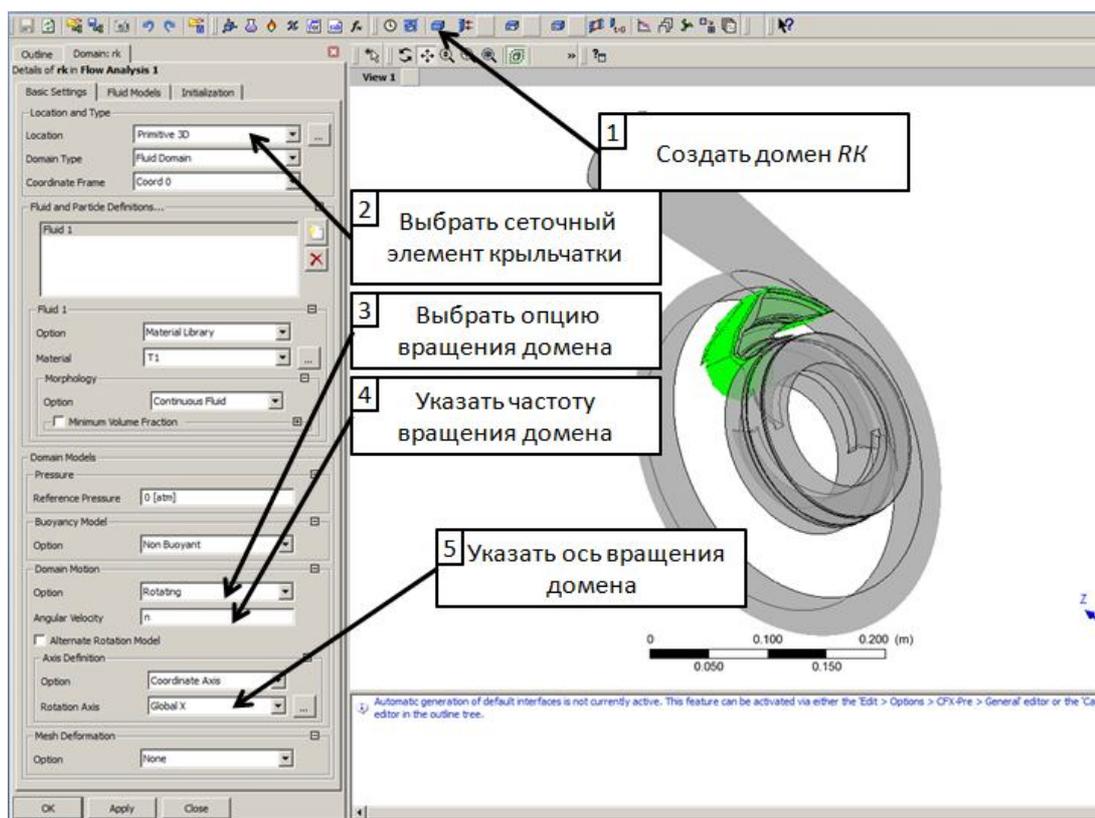


Рис. 2.41. Настройки свойств домена рабочего колеса насоса

Шаг 7. Создание домена надроторной полости. Операция выполняется по аналогии с предыдущей операцией. При создании домена надроторной полости в его настройках указывается тип домена: неподвижный (Рис. 2.42).

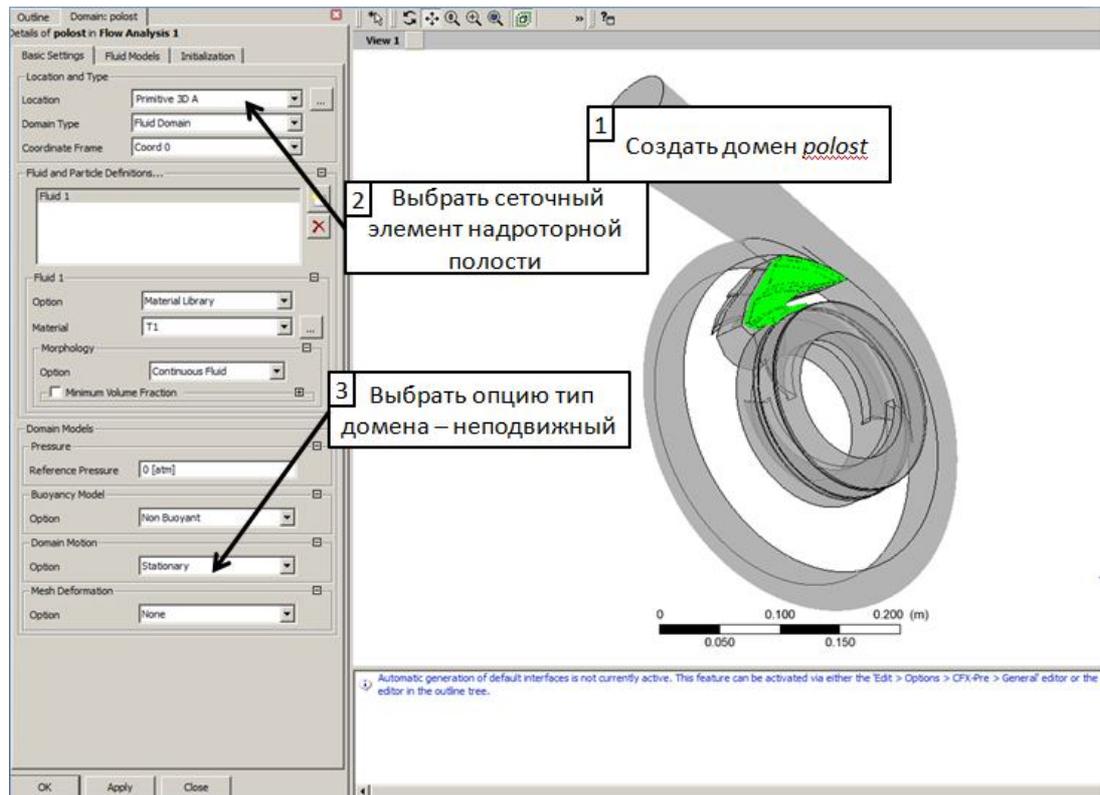


Рисунок 1.42. Настройки свойств домена надроторной полости насоса

Шаг 8. Создание домена сборной улитки. Операция выполняется по аналогии с предыдущей операцией. При создании домена улитки в его настройках также указывается тип домена: неподвижный (Рис. 2.43).

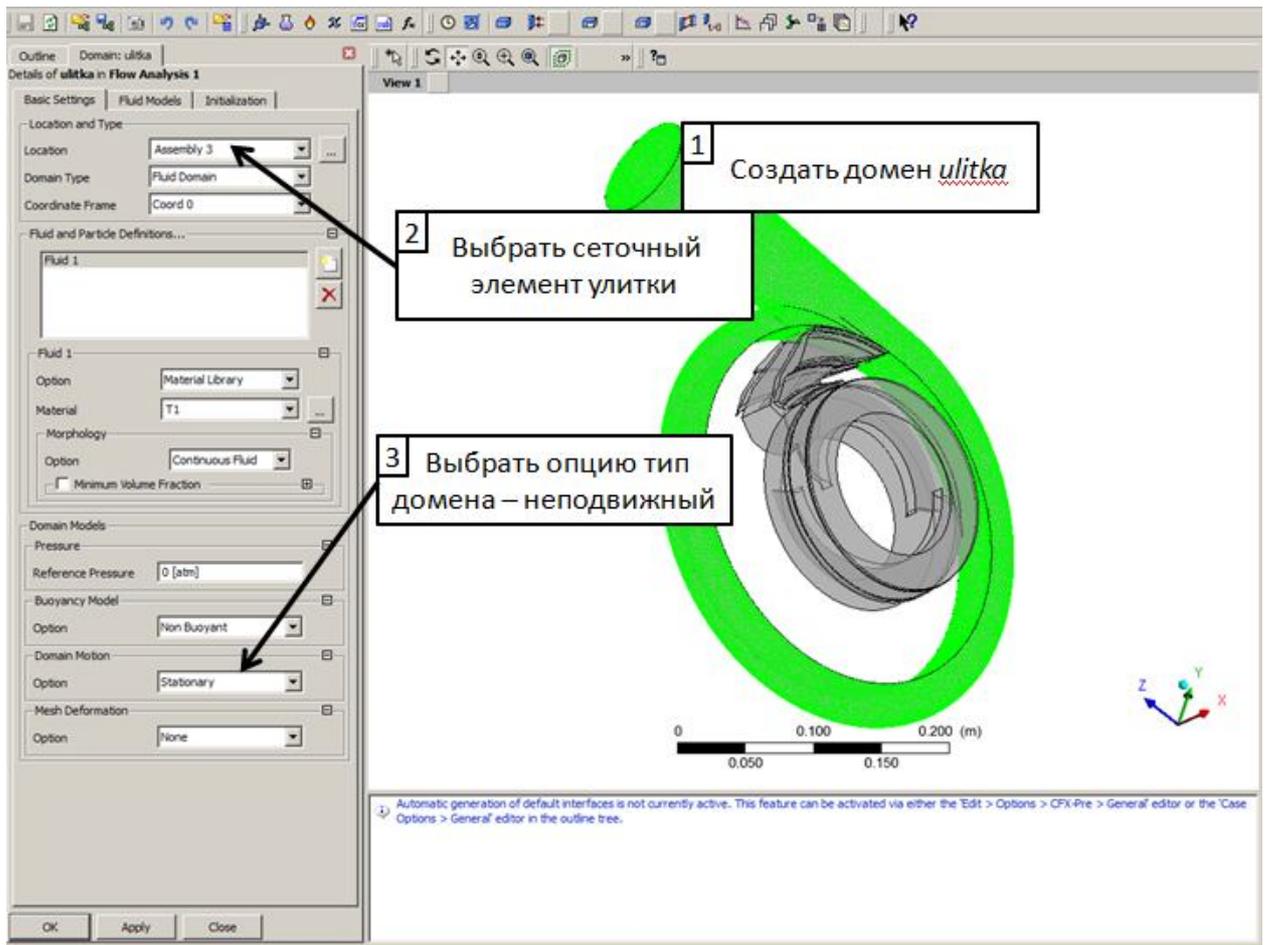


Рис. 2.43. Настройки свойств домена надrotорной полости насоса

Шаг 9. После создания доменов на их поверхности накладываются граничные условия. Граничные условия (ГУ) задаются с помощью меню *Boundary* , в них указываются поверхность для которой оно применяется, тип ГУ, а также значение параметров потока в соответствии с выбранным типом ГУ (Рис. 2.44). На тех гранях расчетной модели, для которых не будет определено специальное ГУ, по умолчанию задается ГУ адиабатной непроницаемой стенки. В данной задачи поток на входе в шнек имеет осевое направление, но для другой геометрии пользователю доступно задание потока с закруткой на входе.

Для создания граничного условия входа необходимо ввести данные из таблицы 1.3.

Таблица 1.3 – Параметры входного ГУ

Name	<i>inlet</i>
Вкладка <i>Basic Settings</i>	
Boundary Type	<i>выбирается тип Inlet</i>
Location	<i>выбирается входная грань домена шнека</i>
Вкладка <i>Boundary Details</i>	
Flow Regime	<i>Subsonic</i>
Mass And Momentum Option	<i>Stat. Frame Tot. Press.</i>
Relative Pressure	<i>4.418+06 (Pa)</i>
Flow Direction Option	<i>Normal to Boundary Condition</i>
Turbulence Option	<i>Medium (Intensity=5%)</i>
Heat Transfer Option	<i>Stat. Frame Total Temp.</i>
Total Temperature	<i>452 K</i>

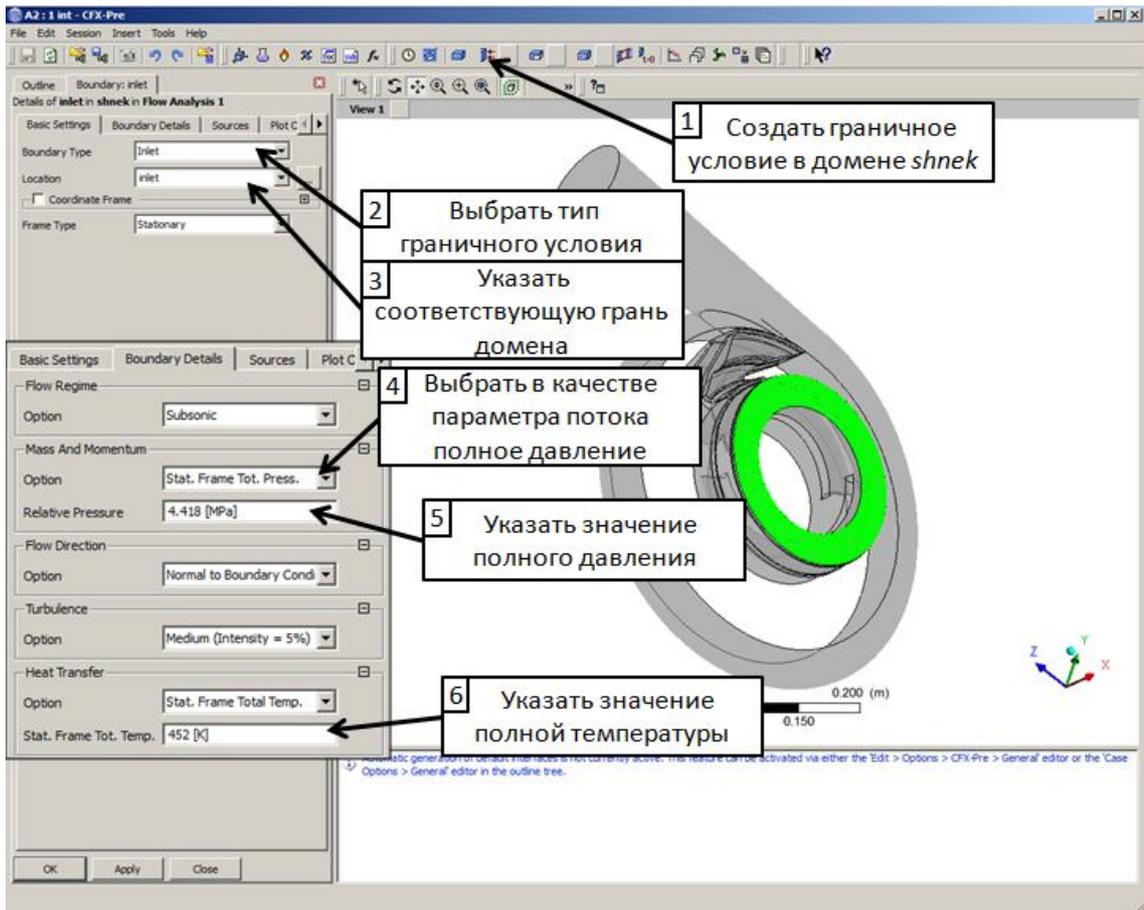


Рис. 2.44. Настройка граничного условия на входе в расчетную модель

Шаг 10. Аналогично предыдущему шагу создается граничное условие на выходе модели в домене улитки (*ulitka*) (табл. 1.4).

Таблица 1.4 – Параметры выходного ГУ

Name	<i>outlet</i>
Вкладка <i>Basic Settings</i>	
Boundary Type	<i>выбирается min Outlet</i>
Location	<i>выбирается выходная грань домена сборной улитки</i>
Вкладка <i>Boundary Details</i>	
Flow Regime	<i>Subsonic</i>
Mass And Momentum Option	<i>Mass Flow Rate</i>
Mass Flow Rate	<i>156 (кг/с)</i>

Первый расчет необходимо проводить с граничным условием массового расхода на выходе, с тем, чтобы решение установилось. Последующий расчет запускается уже на расчетном перепаде с инициализацией с предыдущего решения.

Следующим шагом необходимо выделить границы, которые понадобятся для удобства обработки результатов расчета, а также будут использованы в прочностном анализе. В постпроцессоре *CFD-Post* встроен специальный модуль для работы с турбомашинами (*Turbo Mode*), который после привязки к конкретной геометрии лопаточной машины позволяют использовать специальные инструменты для обработки результатов расчета (строить поверхности по относительной высоте и длине канала, выводить графики параметров потока по сечениям пера лопатки и др.). Для привязки к геометрии лопаточного венца в модуле используется инициализация поверхности втулочного и периферийного обводов, поверхности пера лопатки и боковых периодических граней. Для корректной работы данного механизма указанные грани в препроцессоре необходимо назвать специальным образом: втулочный обвод – *hub*, периферийный обвод – *shroud*, поверхность лопатки – *blade*.

Шаг 11. В домене шнека создать граничное условие стенки для втулочных поверхностей *sh_hub*. Операция выполняется по аналогии с предыдущей. Дополнительно для поверхностей шнека и крыльчатки, которые будут использованы в прочностном анализе (втулочная поверхность, поверхность пера лопатки, поверхности вблизи покрывного диска), необходимо в имя добавить **_p*, для облечения работы в дальнейшем (Рис. 2.45).

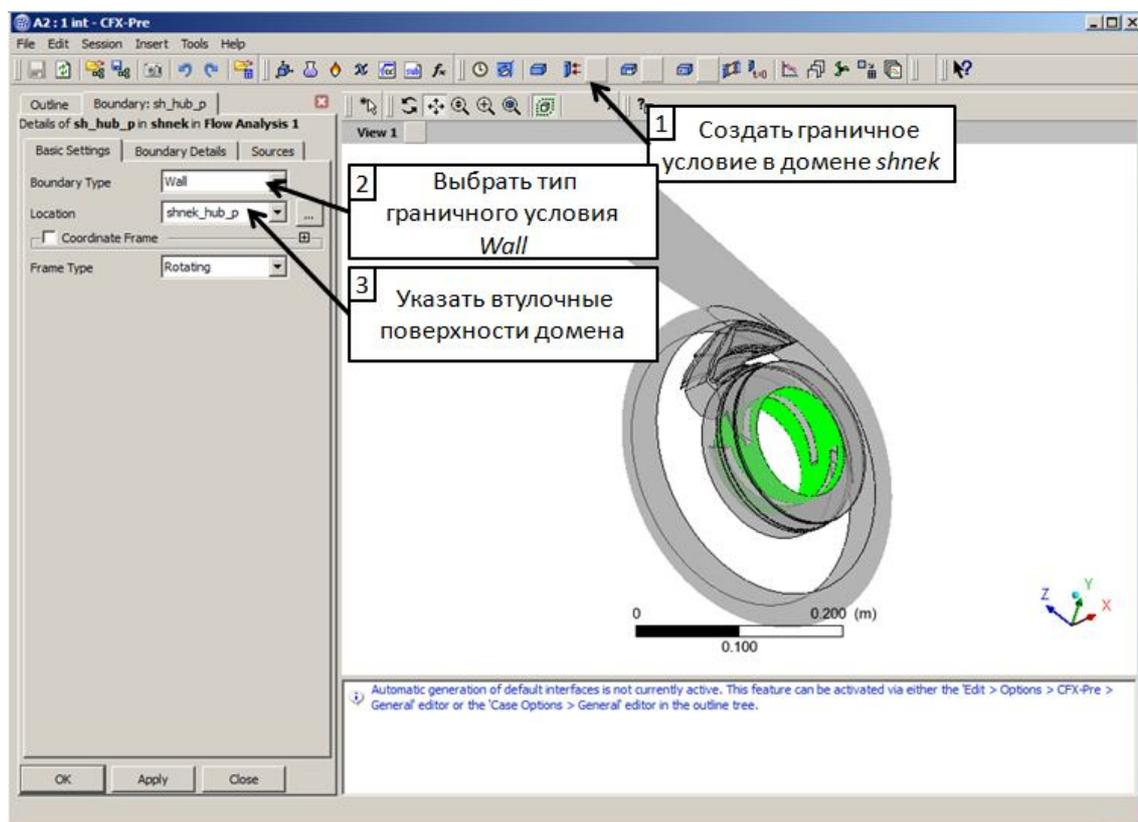


Рис. 2.45. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях втулочного обвода домена шнека

Шаг 12. Аналогично шагу №11 создается граничное условие стенки на периферийной поверхности домена шнека *sh_shroud*, за исключением поверхностей интерфейса и граничащих с покрывным диском крыльчатки (Рис. 2.3.9). В настройках необходимо указать нулевую абсолютную скорость, задав опцию *Wall Velocity* → *Counter Rotating Wall*.



Рис. 2.46. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях периферийного обвода шнека

Шаг 13. Аналогично предыдущему шагу создается граничное условие стенки на периферийных поверхностях домена шнека *shnek_shroud_p*, граничащих с покрывным диском крыльчатки (Рис. 2.47).

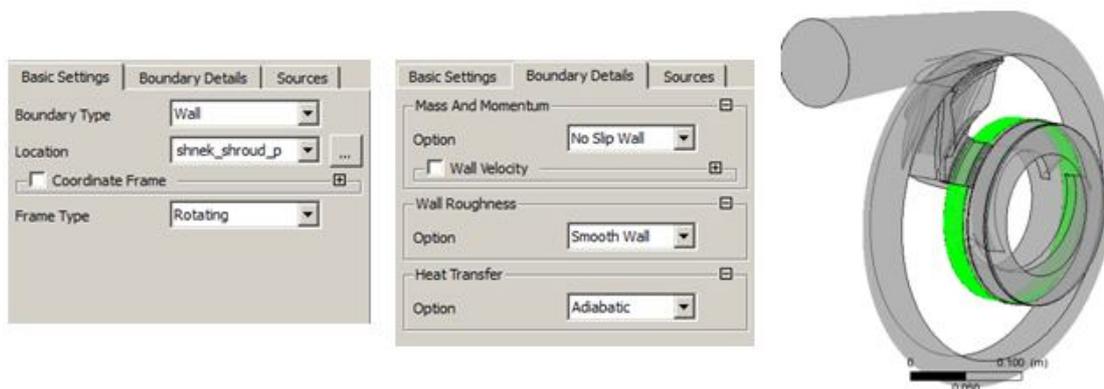


Рис. 2.47. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях периферийного обвода шнека

Шаг 14. Создается граничное условие стенки на поверхностях пера первой лопасти домена шнека *sh_blade_p* (Рис. 2.48).

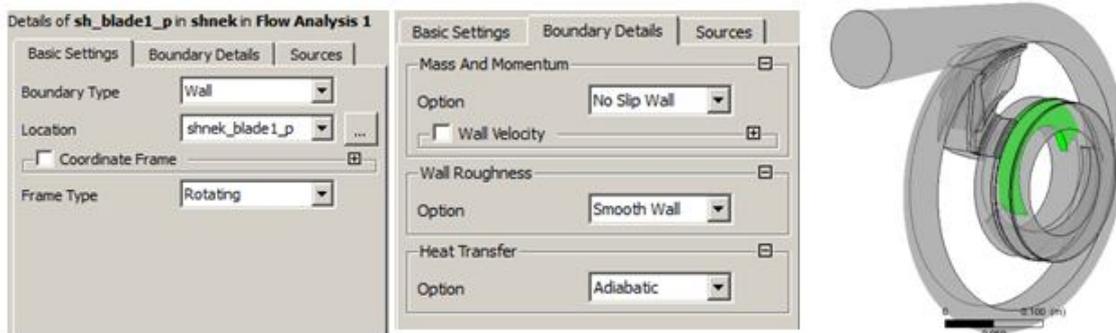


Рис. 2.48. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях пера лопасти шнека

Шаг 15. Аналогично шагу №14 создается граничное условие стенки на поверхностях пера второй лопасти домена шнека *sh_blade2_p*.

Шаг 16. Создание граничного условия непроницаемой стенки *rk_hub1_p* на внутренней втулочной поверхности домена крыльчатки (Рис. 2.49).

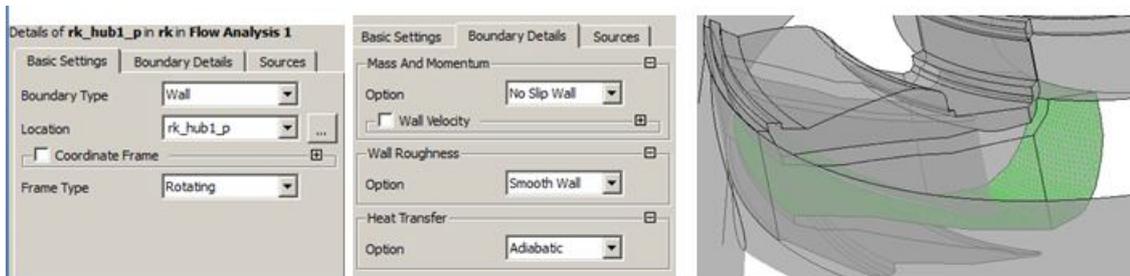


Рис. 2.49. Меню граничного условия непроницаемой стенки на внутренних поверхностях втулочного обвода крыльчатки

Шаг 17. Создание граничного условия непроницаемой стенки *rk_hub2_p* на внешней втулочной поверхности домена крыльчатки (Рис. 2.50).

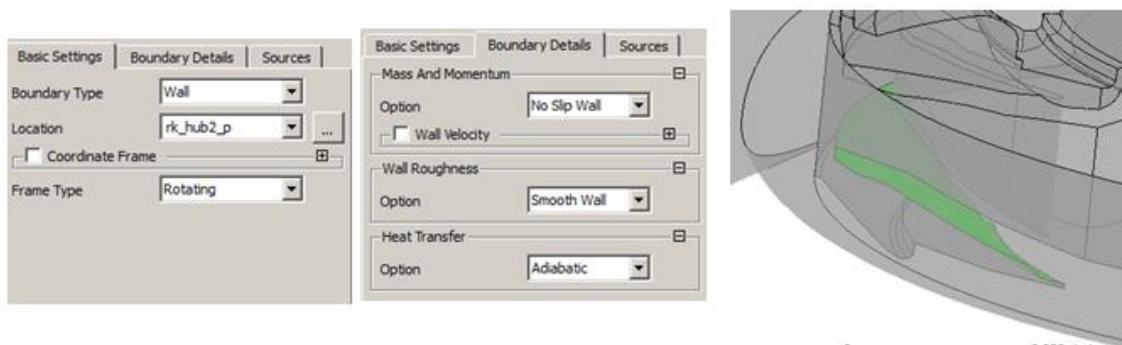


Рис. 2.50. Меню граничного условия непроницаемой стенки на внутренних поверхностях втулочного обвода крыльчатки

Шаг 18. Создание граничного условия непроницаемой стенки на внутренней периферийной поверхности домена крыльчатки *rk_shroud1_p* (Рис. 2.51).

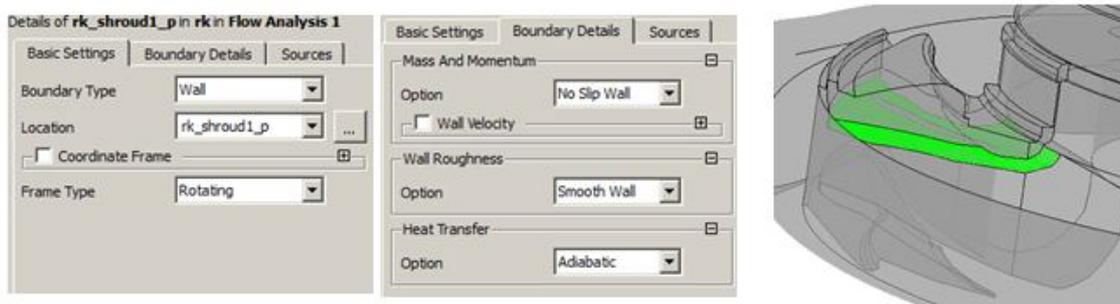


Рис. 2.51. Меню граничного условия непроницаемой стенки на внутренних поверхностях периферийного обвода крыльчатки

Шаг 19. Создание граничного условия непроницаемой стенки на поверхности периферийной кромки крыльчатки *rk_shroud2_p* (Рис. 2.52).



Рис. 2.52. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхности периферийной кромки крыльчатки

Шаг 20. Создание граничного условия непроницаемой стенки на поверхности лопатки домена крыльчатки *rk_blade_p* (Рис. 2.53).



Рис. 2.53. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях лопатки крыльчатки

Шаг 21. Создание граничного условия непроницаемой неподвижной в глобальной системе координат стенки на тыльной поверхности домена крыльчатки *cr_wall* (Рис. 2.54).



Рис. 2.54. Меню граничного условия непроницаемой неподвижной стенки на тыльной поверхности домена крыльчатки

Шаг 22. Создание граничного условия непроницаемой вращающейся в глобальной системе координат стенки на поверхности домена надроторной полости *rot_wall_p*, касающейся покрывного диска крыльчатки (Рис. 2.55).

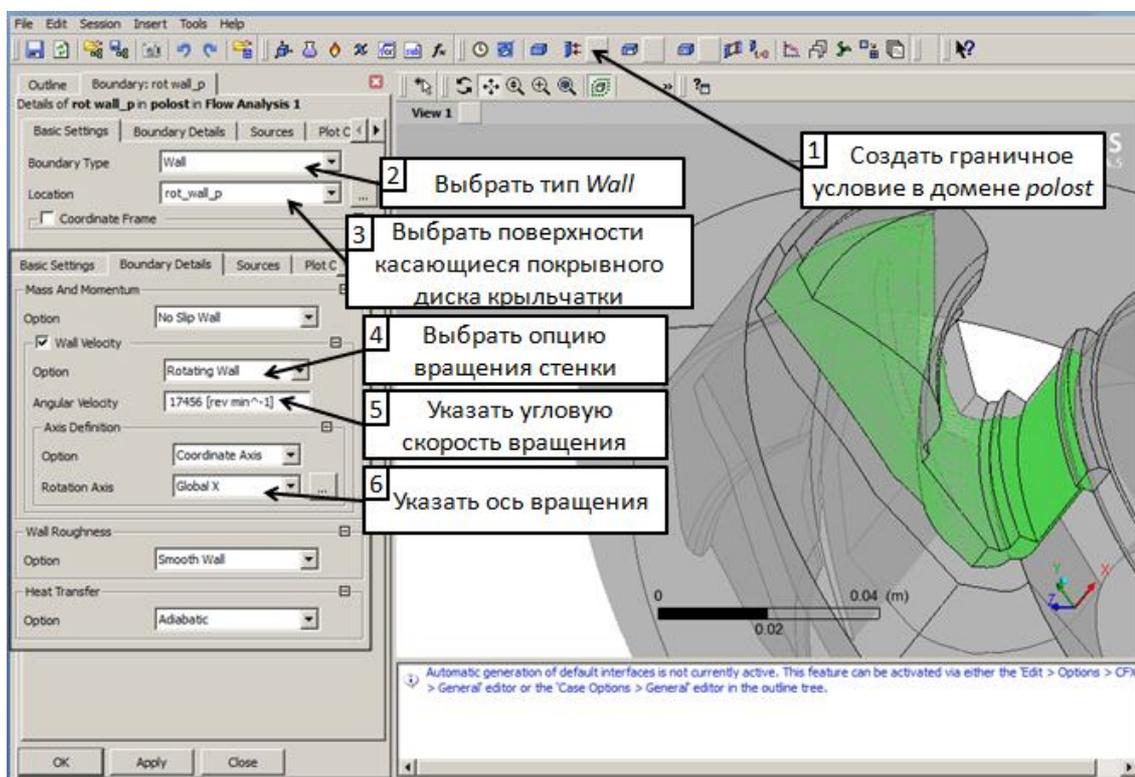


Рис. 2.55. Меню граничного условия непроницаемой вращающейся стенки, касающейся покрывного диска, домена надроторной полости

Для передачи данных между отдельными расчетными зонами служат специальные граничные условия проницаемости - интерфейсы (*Interfaces* ). Они позволяют передавать данные между вращающимся и неподвижным доменами, между доменами с разным углом сектора и т.д.

Шаг 23. Создать интерфейс между доменами шнека (*shnek*) и крыльчатки (*rk*) насоса с помощью меню настройки интерфейса (*Interfaces* ) (Рис. 2.56).

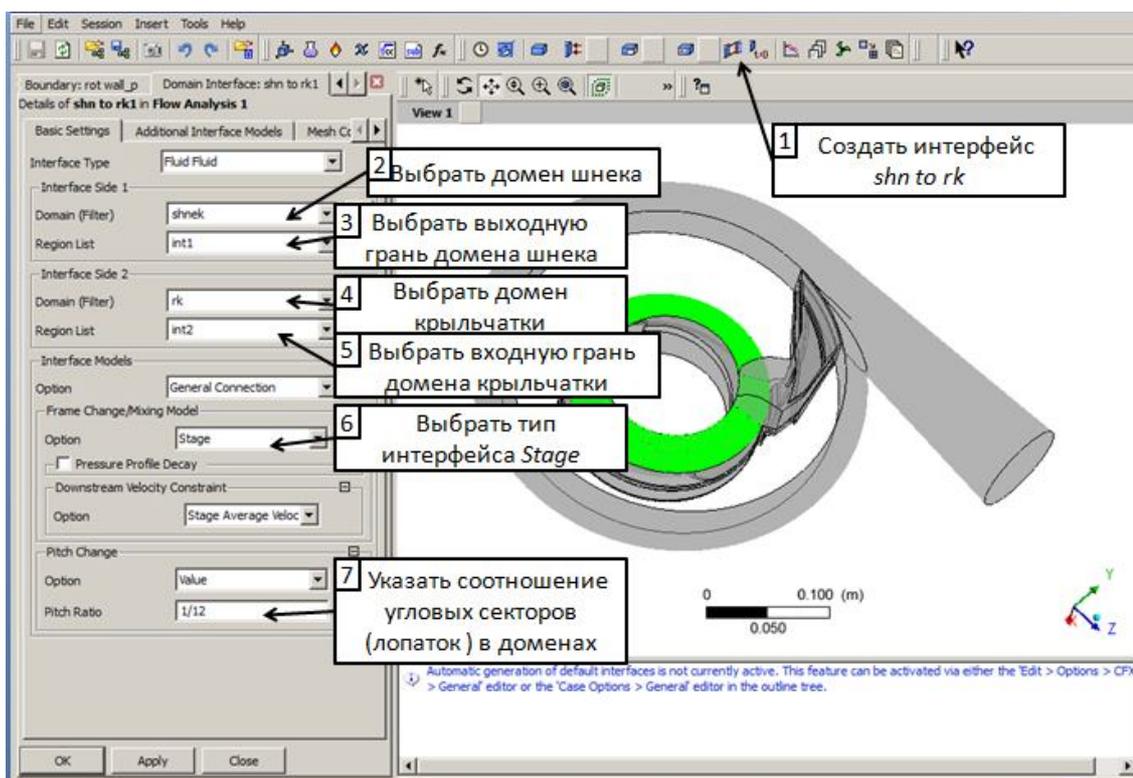


Рис. 2.56. Меню настройки свойств интерфейса расчетной модели

Для настройки интерфейса между доменами необходимо ввести следующие данные (таблица 1.5):

Таблица 1.4 – Параметры интерфейса

Name	<i>shn to rk</i>
Вкладка <i>Basic Settings</i>	
Interface Type	<i>выбирается тип Fluid Fluid</i>
Interface Side 1	<i>домен шнека</i>
Region List	<i>Выходная грань домена шнека</i>
Interface Side 2	<i>домен крыльчатки</i>
Region List	<i>Входная грань домена крыльчатки</i>
Interface Models Option	<i>General Connection</i>
Frame Change/Mixing Model Option	<i>Stage</i>
Pitch Change Option	<i>Value</i>
Pitch Ratio	<i>1/12</i>

Параметр *Pitch Ratio* обозначает соотношение углов секторов сопряженных доменов. Это коэффициент показывает какая часть потока передается через интерфейс.

После создания интерфейса в графическом окне на границах расчетных моделей, выбранных проницаемыми, появляются специальные символы в виде зеленых конусов.

Шаг 24. Создать интерфейс между доменами шнека (*shnek*) и надроторной полости (*polost*) с помощью меню настройки интерфейса (*Interfaces* ) (Рис. 2.57).

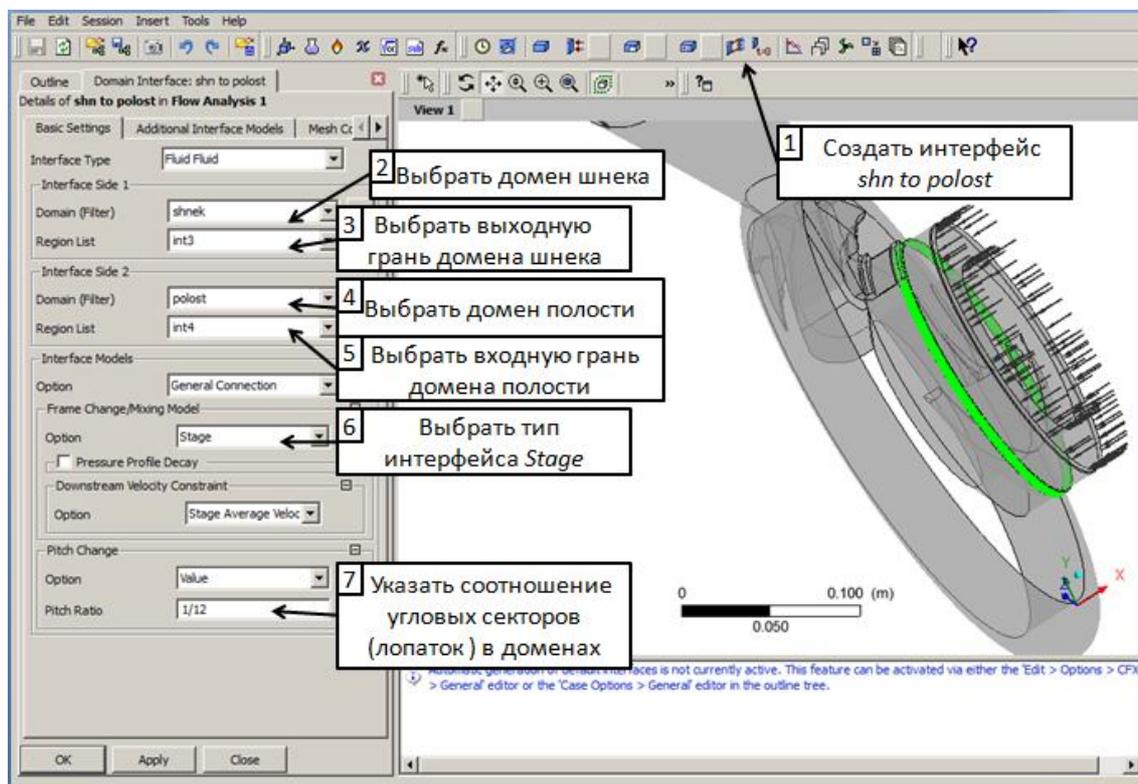


Рис. 2.57. Меню настройки свойств интерфейса расчетной модели

Шаг 25. Создать интерфейс между полостью (*polost*) и крыльчаткой (*rk*) насоса с помощью меню настройки интерфейса (*Interfaces* ) (Рис. 2.58).

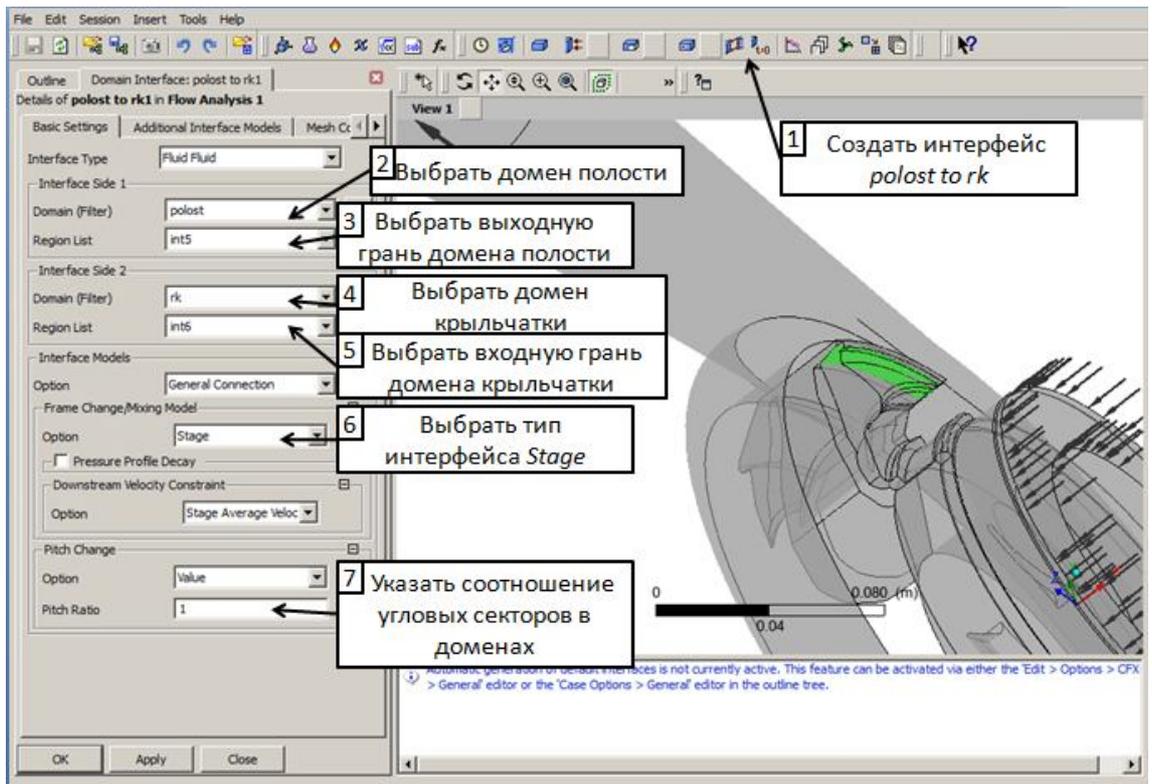


Рис. 2.58. Меню настройки свойств интерфейса расчетной модели

Шаг 26. Создать интерфейс между доменами крыльчатки (*rk*) и улитки (*ulitka*) насоса с помощью меню настройки интерфейса (*Interfaces* ) (Рис. 2.59).

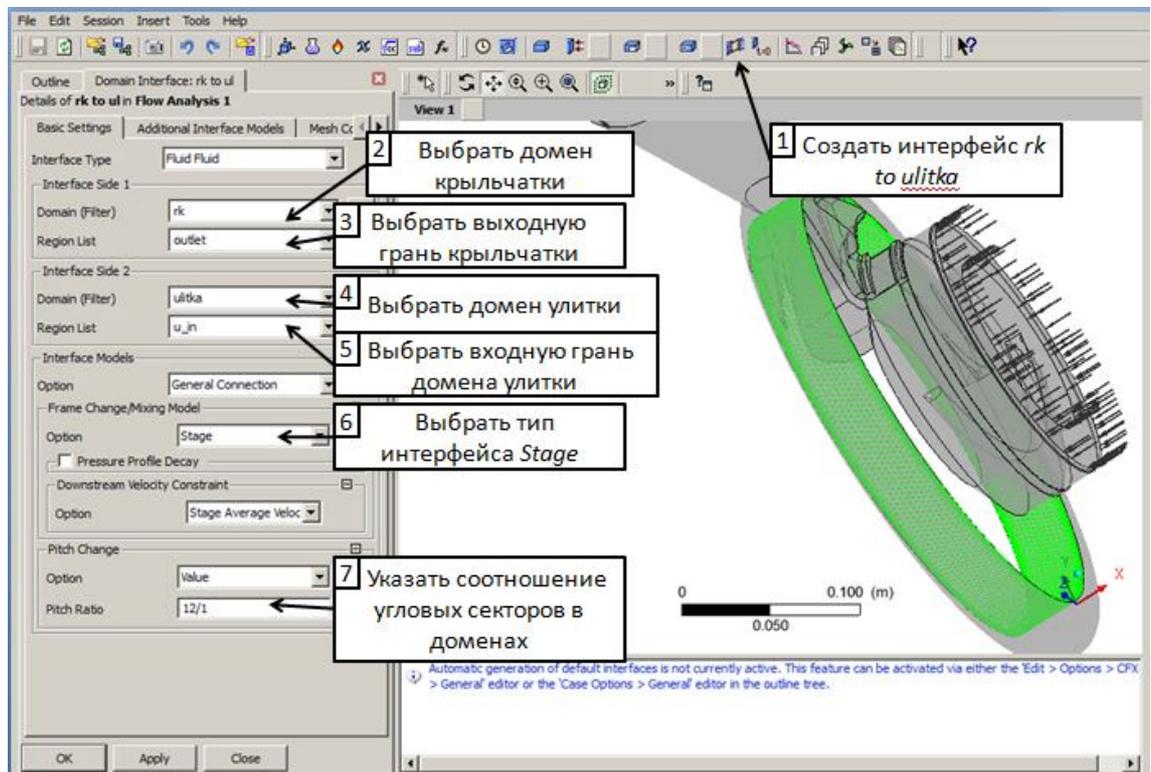


Рис. 2.59. Меню настройки свойств интерфейса расчетной модели

Так как крыльчатка и надроторная полость моделируются с помощью одного межлопаточного канала, то необходимо настроить граничное условие периодичности.

Шаг 27. Для создания ГУ периодичности также используется меню *Domain Interface* (Рис. 2.60). Для настройки периодичности домена крыльчатки необходимо ввести следующие данные (табл. 1.5):

Таблица 1.5 – Параметры интерфейса

Name	<i>rk_per</i>
Вкладка <i>Basic Settings</i>	
Interface Type	<i>выбирается тип Fluid Fluid</i>
Interface Side 1	<i>домен крыльчатки</i>
Region List	<i>выбирается левая боковая грань домена</i>
Interface Side 2	<i>домен крыльчатки</i>
Region List	<i>выбирается правая боковая грань домена</i>
Interface Models Option	<i>Rotational Periodicity</i>
Axis Definition Option	<i>Coordinate Axis</i>
Rotational Axis	<i>Global X</i>

После задания соответствующих граничных условий в графическом окне препроцессора на модели появляются маркеры, которые могут помочь определить грани на которые наложены граничные условия периодичности (Рис. 2.60).

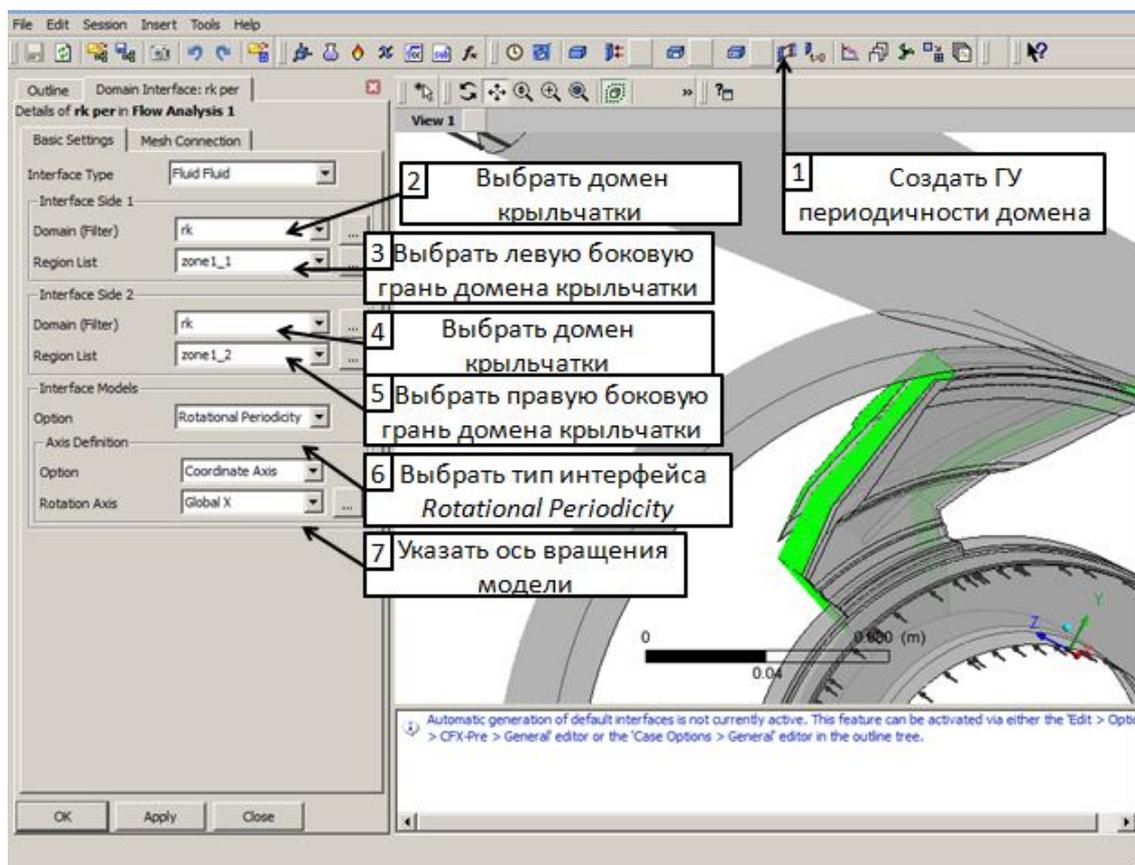


Рис. 2.60. Меню настройки граничного условия периодичности

Шаг 28. Аналогично шагу №27, необходимо создать периодические граничные условия и для домена надроторной полости (Рис. 2.61).

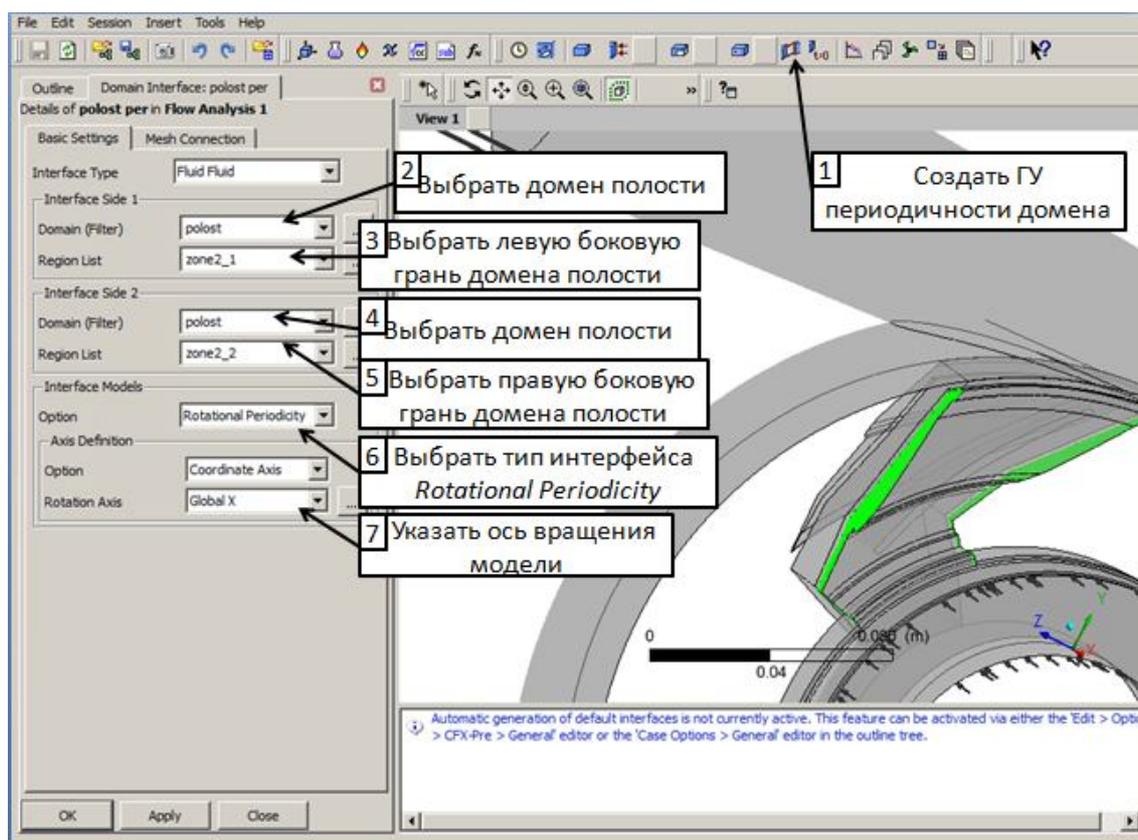


Рис. 2.61. Настройка ГУ периодичности домена надроторной полости

Затем необходимо настроить опции решателя. Настройка осуществляется в дереве проекта во вкладке *Solver* , *Solver Control* . Здесь указываются схема решения, порядок точности, критерии останова расчета (максимальное количество итераций, требуемый уровень невязок), а также вводятся настройки масштаба времени моделирования (*Timescale Control*). В основном используются два варианта задания временного шага: автоматический (*Auto Timescale Control*) и фактический (*Physical Timescale Control*). При автоматическом режиме решатель сам определяет масштаб временного шага, а пользователь может лишь менять множители (*Timescale Factor*) коэффициента временного шага. При фактическом режиме пользователь непосредственно указывает протяженность процесса во времени в секундах. При первых расчетах газодинамической модели необходимо использовать пониженные значения временного шага, чтобы избежать расхождения решения.

Шаг 29. Настройка параметров решателя (Рис. 2.62). Рекомендуемые настройки решателя показаны в табл. 1.6:

Таблица 1.6 – Рекомендуемые настройки решателя

Advection Scheme Option	<i>High Resolution</i>
Turbulence Numerics Option	<i>First Order</i>
Convergence Control Max. Iterations	<i>2000</i>
Timescale Control	<i>Auto Timescale Control</i>
Timescale Factor	<i>0,01</i>
Convergence Criteria Residual Target	<i>0.000001</i>

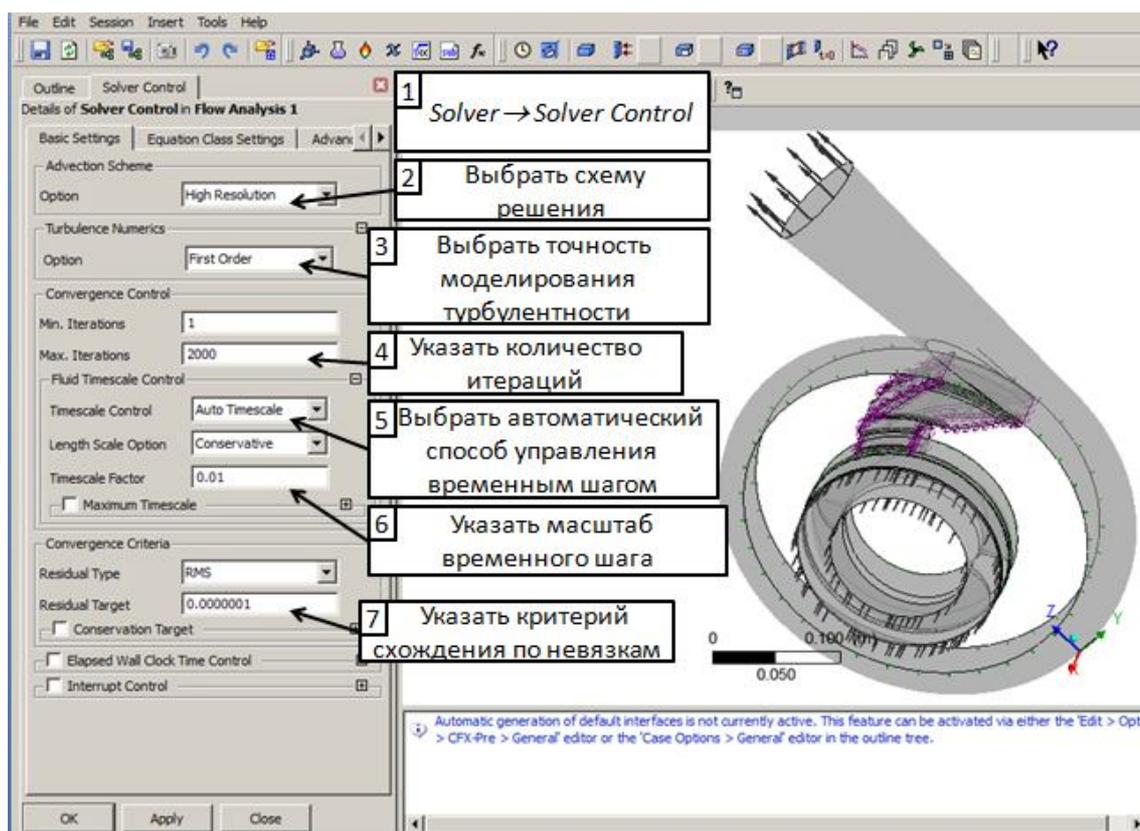


Рис. 2.62. Настройка параметров решателя

При моделировании турбулентных течений в каналах сложной формы, к которым относятся турбомшины, стандартный критерий схождения решения - значение невязок, зачастую недостаточен. Оценку схождения решения удобно проводить по графику изменения интегральных параметров потока во время расчета. Если решение установилось, то значение интегрального параметра потока меняться не будет, или будет меняться со строгой цикличностью. Для модели рабочего процесса турбины таким интегральным параметром удобно принять значения степени повышения давления в насосе (π_k). Для того чтобы в процессе решения была возможность отслеживать изменения интересующих параметров необходимо в меню выражений (*Expressions* ) создать переменные позволяющие рассчитывать интересующие нас параметры.

Шаг 30. Создать выражение, вычисляющее значение степени понижения давления (Рис. 2.63). Выражения записывается во вкладке *Definition* согласно таблице 1.7.

Таблица 1.7 - Выражение интегрального параметра потока: степени повышения давления в насосе

Expression	Definition
Pi	$massFlowAve(Total\ Pressure\ in\ Stn\ Frame)@outlet / massFlowAve(Total\ Pressure\ in\ Stn\ Frame)@inlet$

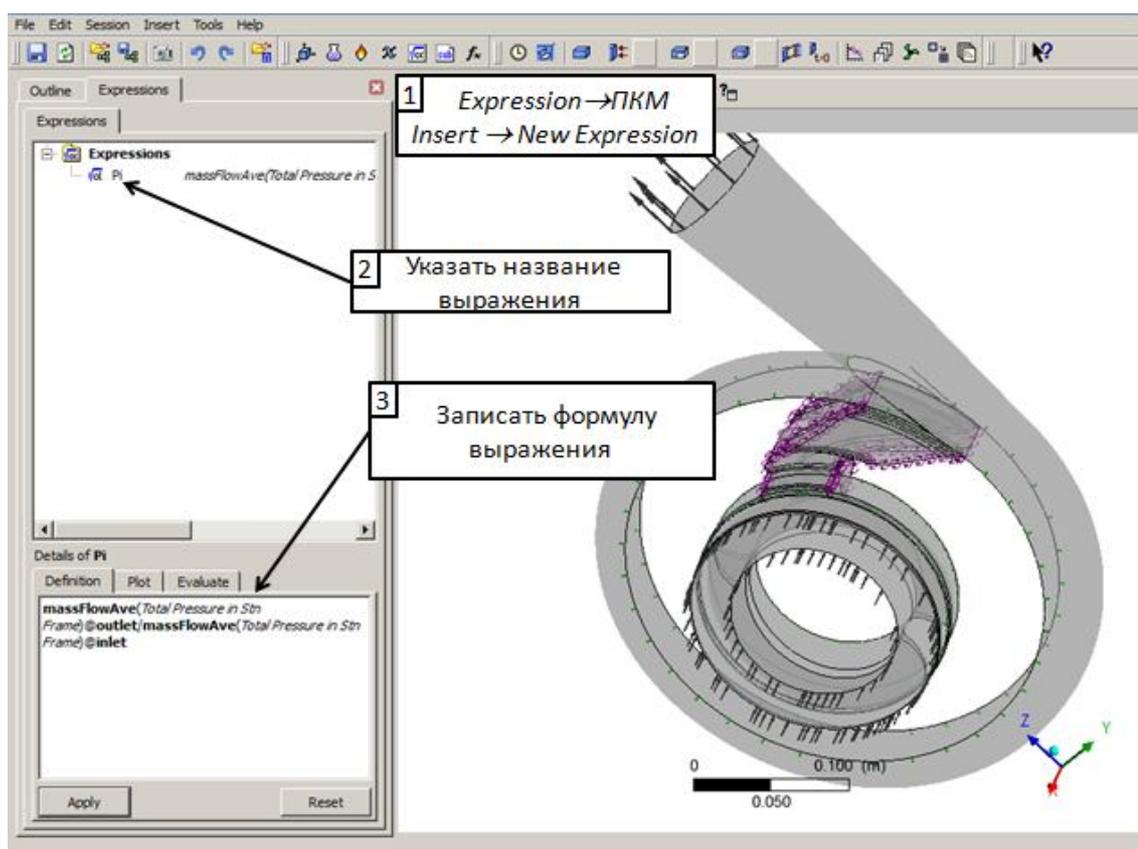


Рис. 2.63. Запись пользовательского выражения

Шаг 31. Необходимо перейти в настройки *Solver*, вкладка *Output Control*. Далее необходимо перейти во вкладку *Monitor* и активировать функцию *Monitor Objects*. Затем перейти в меню *Monitor Points and Expressions*. Здесь необходимо создать новые переменные для отображения. С помощью иконки создается переменная (название переменной не должно полностью совпадать с названием соответствующего выражения), выбираем в *Option Expression* и вводим имя соответствующего ему выражения (Рис. 2.64).

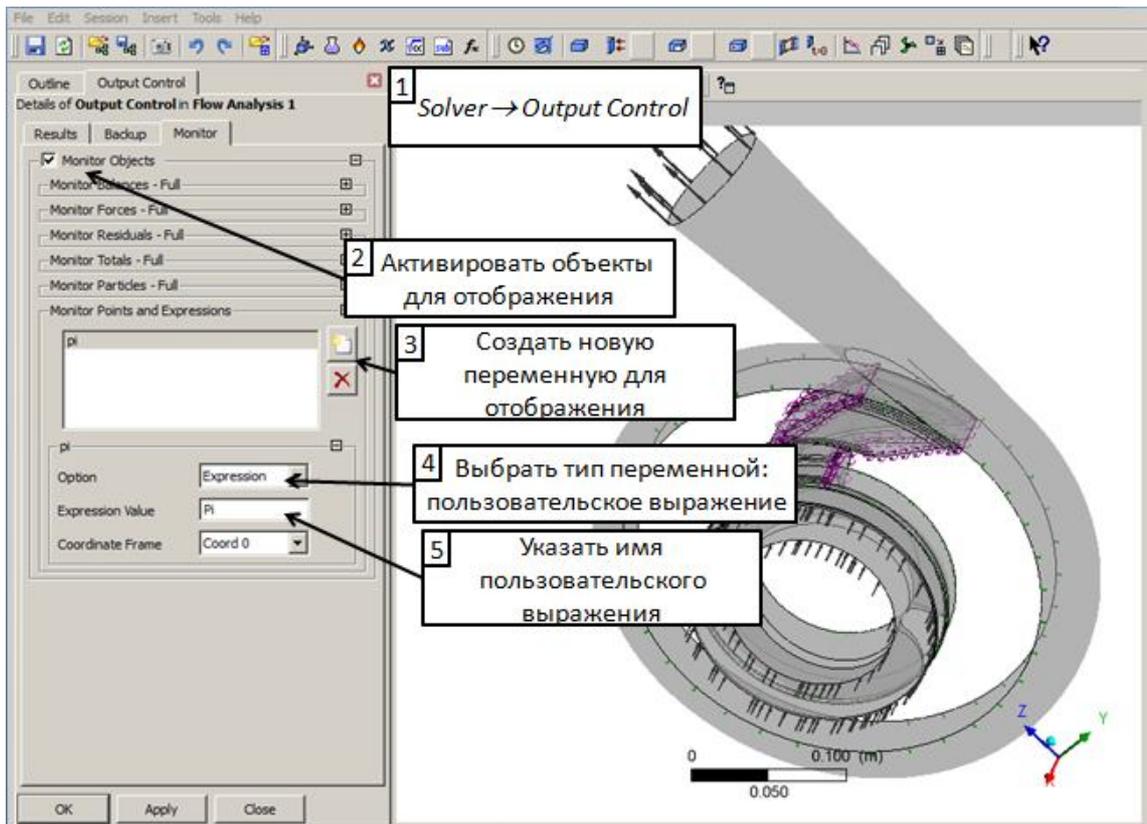


Рис. 2.64. Внешний вид меню Output Control

Шаг 32. Сохраняем расчетную модель с помощью иконки  на панели быстрого доступа. На этом настройка расчетной модели насоса ТНА завершена.

2.4 Расчет и анализ полученных результатов

Запуск решателя *ANSYS CFX-Solver Manager* осуществляется из-под оболочки *ANSYS Workbench* двойным щелчком по вкладке *Solution*. После загрузки приложения в него автоматически подгружается расчетная модель, созданная в препроцессоре *ANSYS CFX-Pre*.

Шаг 1. Для использования режима распараллеливания необходимо выбрать метод *HP MPI Local Parallel* с указыванием числа доступных для работы ядер процессора вычислительной машины (Рис. 2.65).

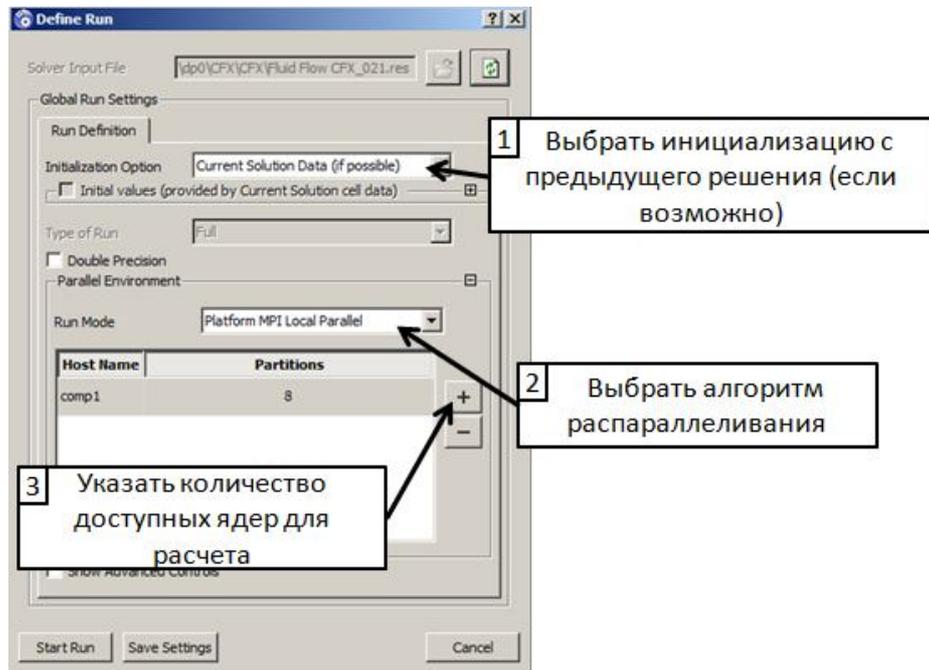


Рис. 2.65. Меню запуска расчета

Для запуска расчета нажимаем клавишу *Start Run*. После запуска решателя в процессе счета автоматически будут отображаться пользовательские переменные в окне *User Points* (Рис. 2.66).

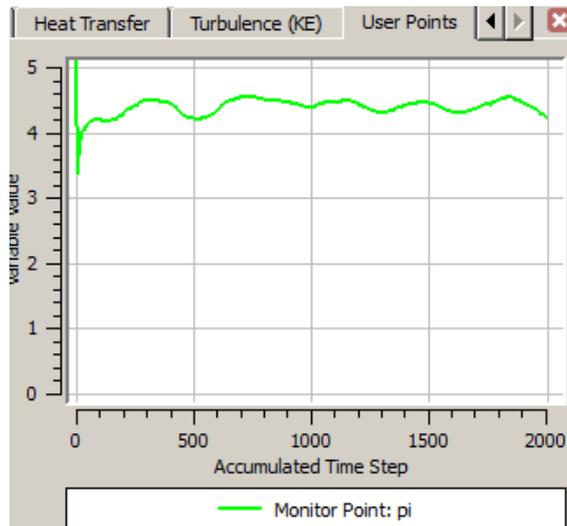


Рис. 2.66. Характер изменения пользовательских переменных во время расчета

После того как невязки начали снижаться (примерно 200-300 итераций), необходимо перейти к плавному повышению коэффициента временного шага, с тем чтобы завершить расчет на максимально возможном устойчивом значении коэффициента (*обычно 10*). Повышать значение временного шага рекомендуется не больше чем в 10 раз за одну операцию. Повышение временного шага приводит к снижению времени вычисления, но на начальных этапах может привести к развалу решения.

Наличие области циркуляции потока в расчетной модели (надроторная полость) может стать причиной развала решения на первых итерациях. Поэтому для первых расчетов можно упростить задачу удалив интерфейс между доменами шнека и надроторной полости. После получения решения интерфейс вновь добавляется в расчетную модель и производится новый расчет с инициализацией с предыдущего решения.

Шаг 2. Процесс повышения временного шага осуществляется с помощью операции *Dynamically edit setting of the run in progress* . Алгоритм динамического изменения настроек решателя изображен на Рис. 2.67. При закрытии меню необходимо сохранить изменения, чтобы они вступили в силу.

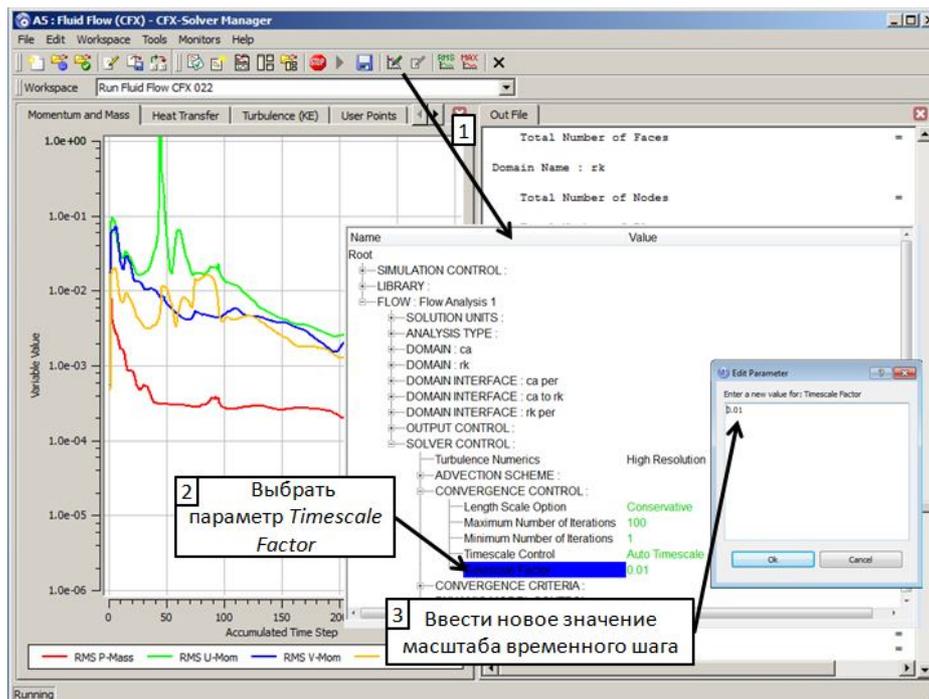


Рис. 2.67. Изменение шага по времени во время расчета

В процессе решения необходимо следить не только за поведением невязок стандартных параметров, но и за невязками интегральных параметров (рисунок 1.68). После установления решения при максимальных рекомендованных значениях временного шага невязки находятся в районе значения $10^{-4} \dots 10^{-5}$, а интегральные параметры уже не меняются.

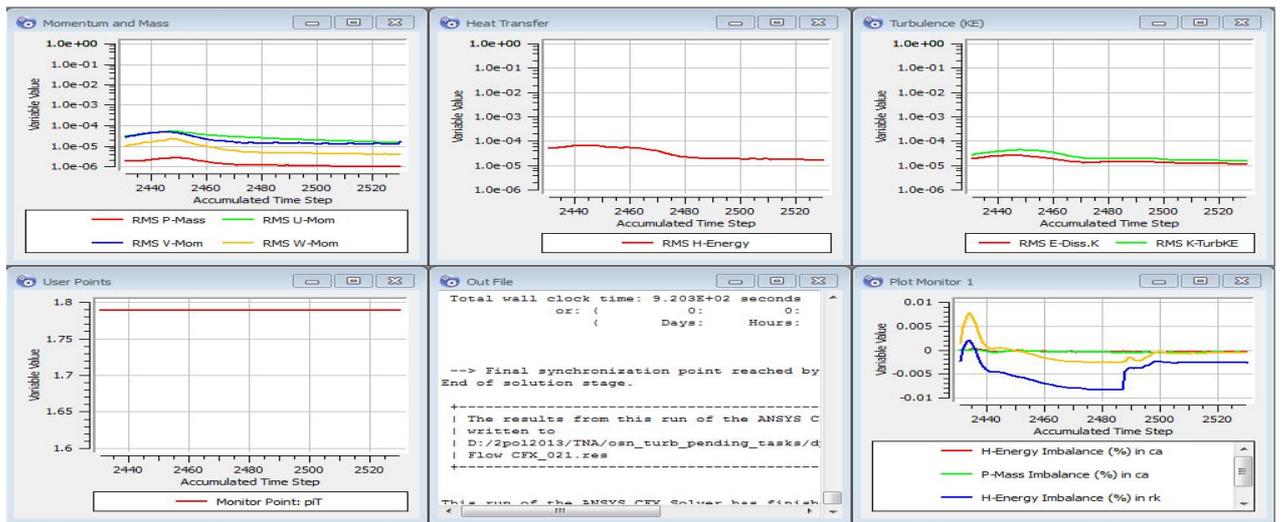


Рис. 2.68. Изменение невязок во время расчета

Завершение расчета происходит автоматически по достижении указанного числа итераций, либо заданного значения невязок. Для принудительной остановки расчета можно воспользоваться иконкой . По завершении расчета автоматически создается файл результатов (*.res). После этого необходимо провести следующий расчет на потребном перепаде давления в турбине.

Шаг 3. Необходимо вернуться в препроцессор и изменить значение статического давления на выходной границе улитки равным 17 МПа, что соответствует расчетному повышению давления в насосе (Рис. 2.69).

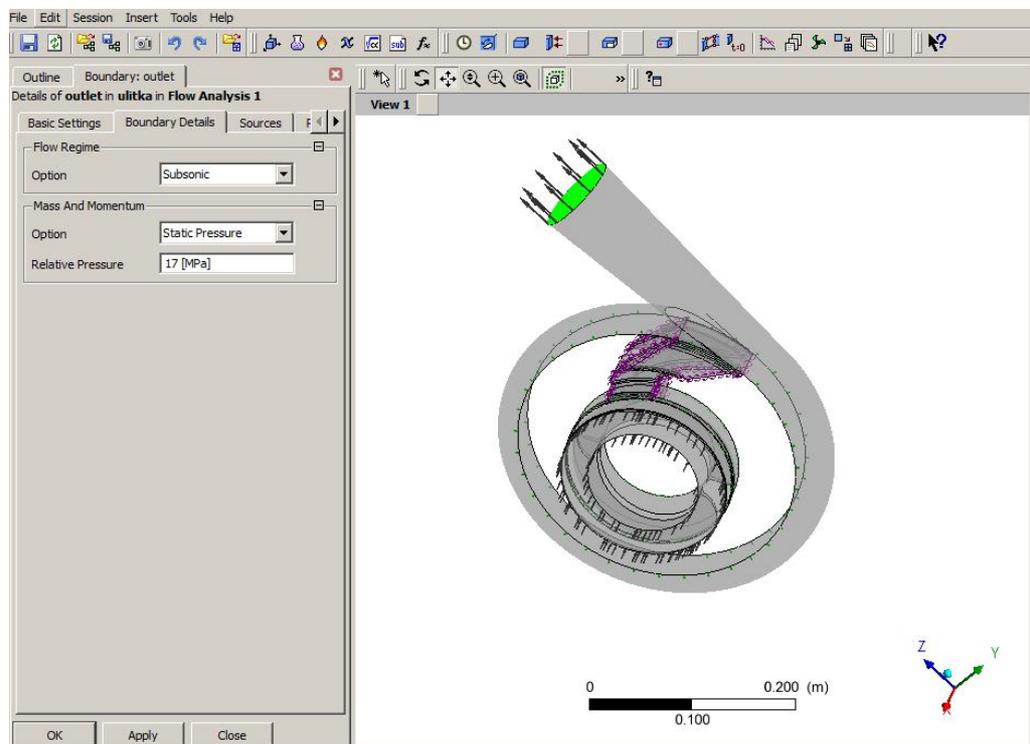


Рис. 2.69. Изменение граничного условия на выходе турбины

После изменения граничного условия необходимо заново произвести расчет, для получения решения на заданном режиме работы насоса.

Шаг 4. Произвести новый расчет на потребном перепаде давления. Также используя динамическое изменение масштаба временного шага.

Для обработки результатов расчета необходимо перейти в постпроцессор *CFD-Post*.

Шаг 5. Запуск постпроцессора *ANSYS CFD-Post* осуществляется из-под оболочки *ANSYS Workbench* двойным щелчком по вкладке *Results*. После загрузки приложения в него автоматически подгружаются результаты расчета. После запуска постпроцессора появляется окно *Domain Selector* где есть возможность выбрать домены необходимые для работы.

Для обработки результатов расчетов турбомашин в *CFD Post* предусмотрен специальный режим *Turbo* (Рис. 2.70). Для работы в этом режиме необходимо перейти во вкладку *Turbo* и выполнить распознавание элементов крыльчатки. При распознавании лопаточных машин постпроцессор определяет поверхности втулочного и периферийного обводов, а также поверхность лопатки. Это нужно для построения осредненных полей в меридиональной и осевой плоскостях.

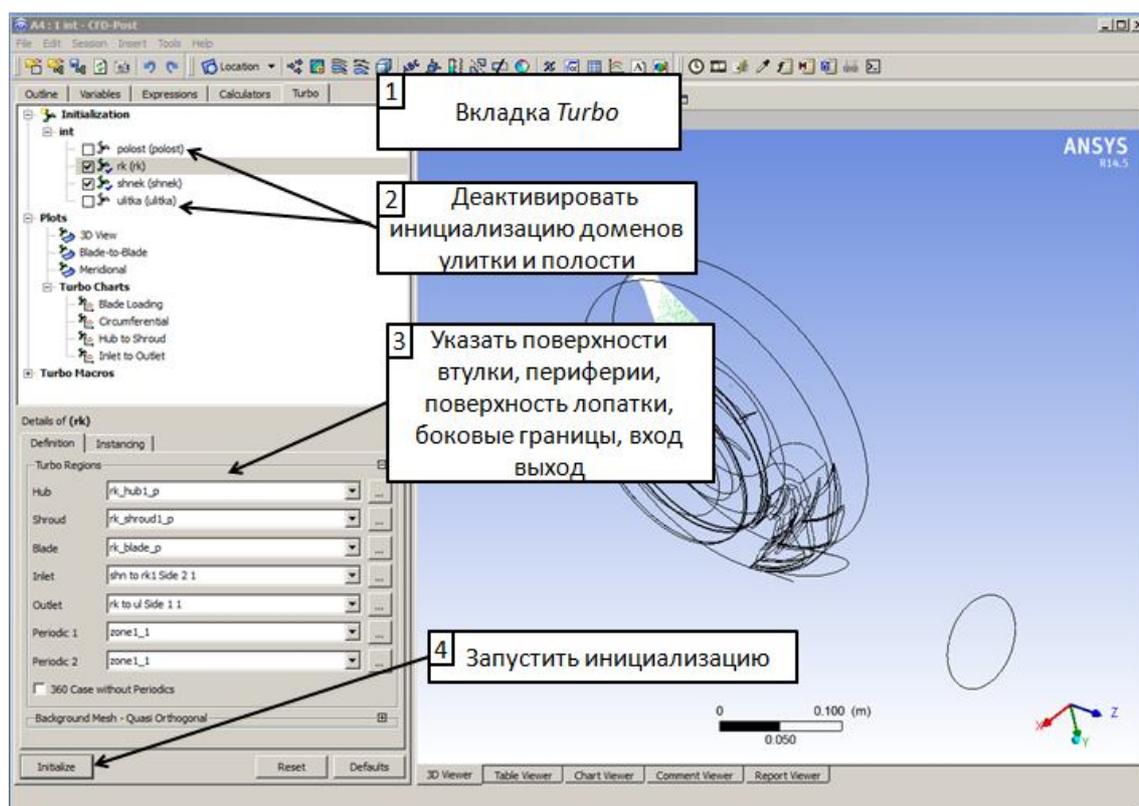


Рис. 2.70. Меню режима работы с турбомашинами (вкладка *Turbo*)

При корректном выполнении инициализации в графическом окне появляется меридиональное сечение домена, осредненное в окружном направлении.

Шаг 6. Необходимо провести инициализацию домена шнека (Рис. 2.71).

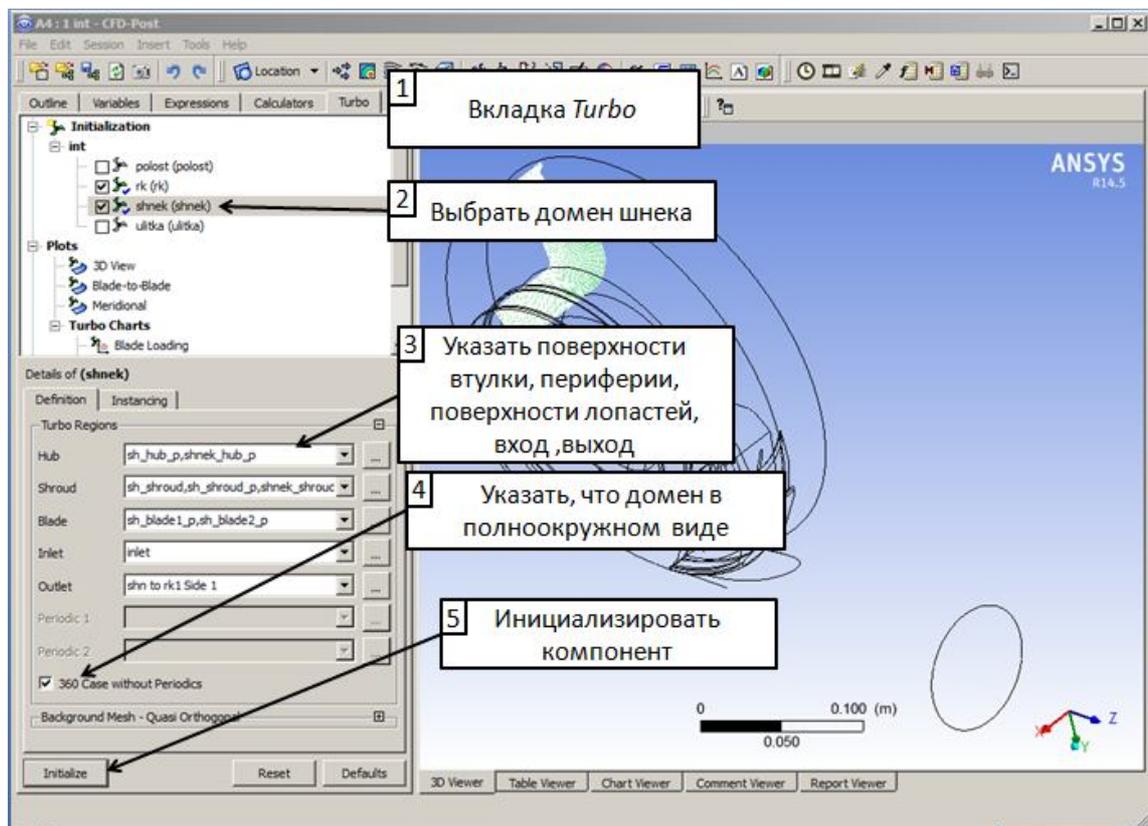


Рис. 2.71. Распознавание элементов домена шнека (вкладка Turbo)

В режиме работы с турбомашинами доступны различные способы визуализации параметров потока: 1) отображение полей распределения параметров потока в окружной плоскости в различных сечениях по высоте проточной части (*Blade-to-Blade*); 2) отображение полей распределения параметров потока в меридиональной плоскости (*Meridional*); 3) отображение графиков распределения параметров потока по высоте проточной части (*Hub to Shroud*), по длине канала от входа к выходу (*Inlet to Outlet*), по перу лопатки (*Blade Loading*) и окружное распределение на определенной высоте канала (*Circumferential*).

Шаг 7. После выполнения распознавания элементов лопаточных машин, необходимо просмотреть поле относительной скорости на срединном сечении (Рис. 2.72), а также распределение векторов относительной скорости потока (Рис. 2.73).

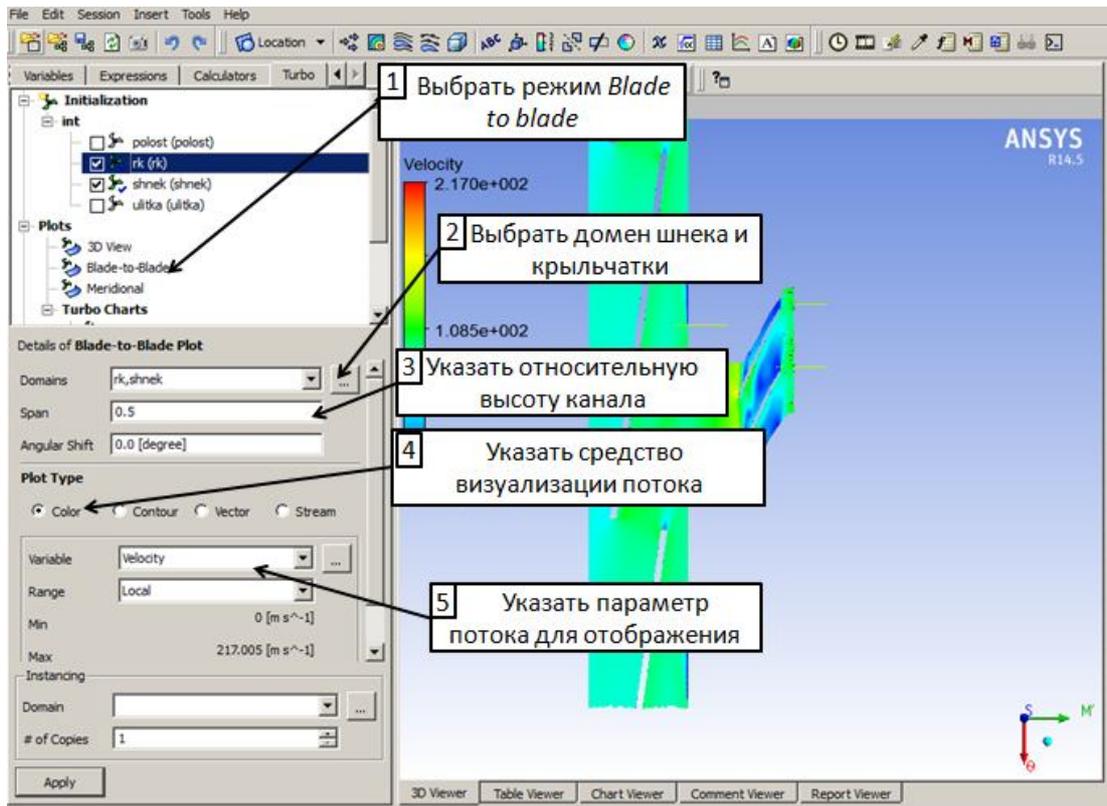


Рис. 2.72. Отображение поля относительной скорости потока

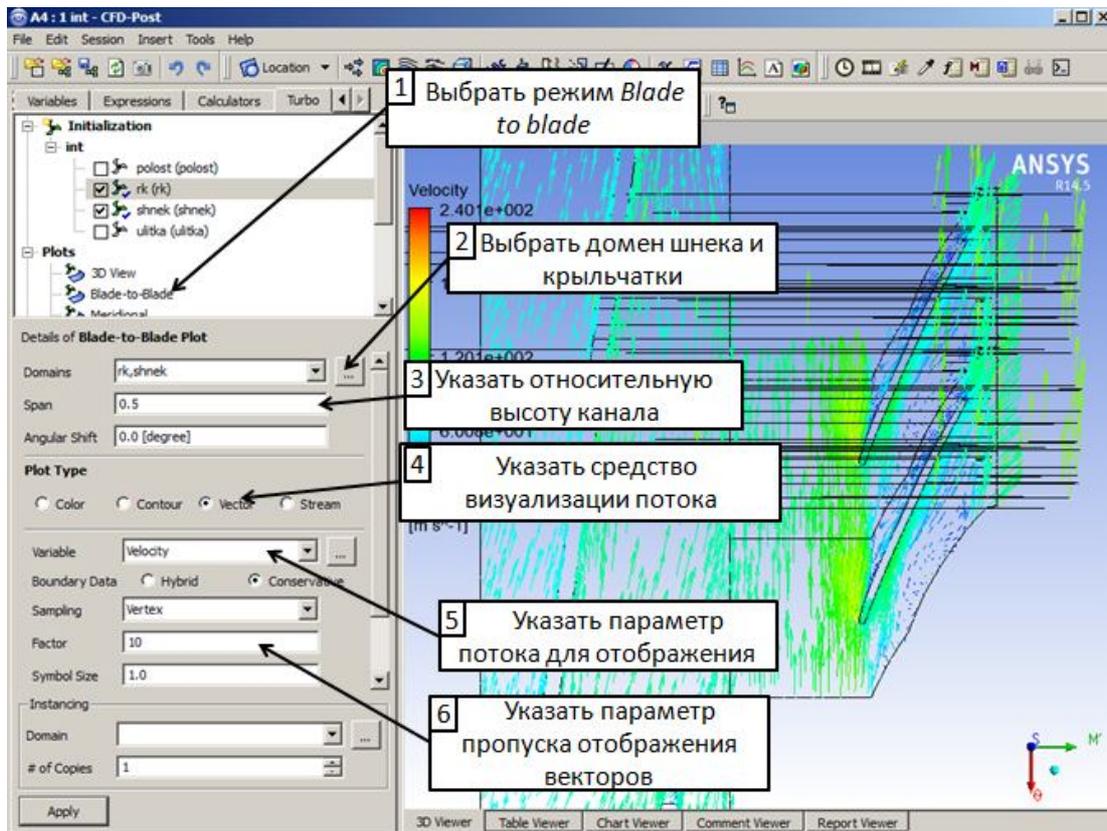


Рис. 2.73. Отображение векторов относительной скорости потока

Для получения интегральных параметров потока в модели насоса ТНА, а также определения направления течения потока необходимо знать средние значения параметров потока в характерных сечениях. Для этого в *CFD Post* предусмотрена функция калькулятора (*Calculators*). Список доступных функций для расчета параметров на границах расчетной модели представлен в таблице 1.8.

Таблица 1.8. Доступные функции калькулятора *CFD Post*

Название	Описание	Название	Описание
<i>area</i>	площадь	<i>massFlow</i>	массовый расход
<i>areaAve</i>	средний по площади	<i>massFlowAve</i>	осредненный по массовому расходу
<i>ave</i>	осредненный	<i>maxVal</i>	максимальное значение
<i>count</i>	число узлов	<i>minVal</i>	минимальное значение
<i>force</i>	сила	<i>torque</i>	МОМЕНТ
<i>lenght</i>	длина	<i>volume</i>	объем
<i>lenghtAve</i>	средний по длине	<i>volumeAve</i>	осредненный по объему

Шаг 8. Для определения средних значений давления на лопатки насоса необходимо в меню *Function Calculator* выбрать осреднение по площади, затем поверхность лопатки из выпадающего меню и указать параметр потока давление (Рис. 2.74).

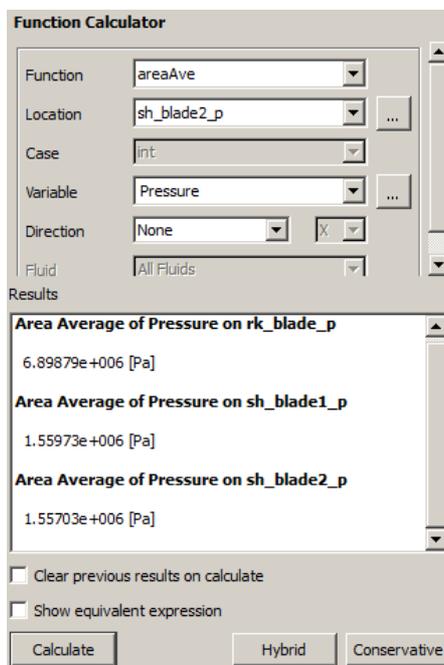


Рис. 2.74. Меню *Function Calculator*

Шаг 9. Затем необходимо просмотреть поля давлений на лопатках для определения сильно нагруженных мест (Рис. 2.75). Для того необходимо перейти во вкладку *Outline*, затем добавить элемент просмотра полей параметров *Contour* .

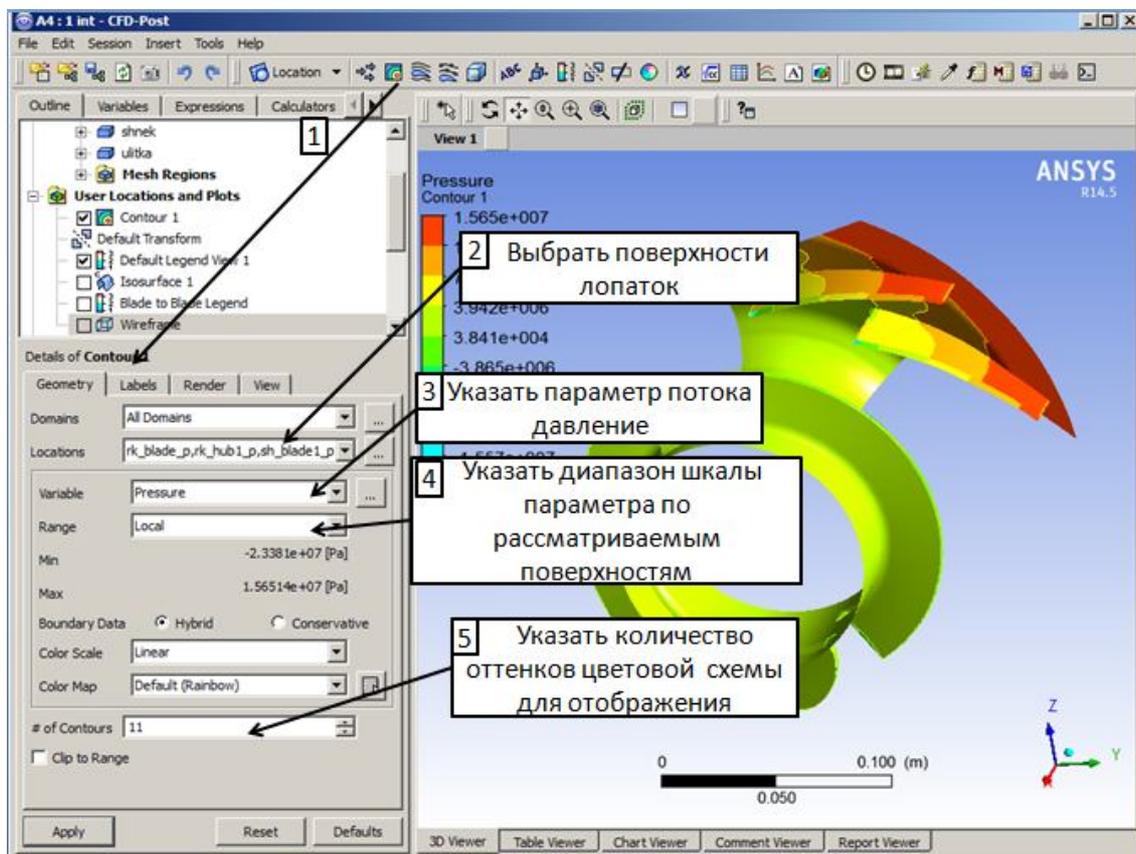


Рис. 2.75. Просмотр распределения давления

Шаг 10. При моделировании течения с использованием несжимаемых рабочих тел, зачастую в результатах расчета присутствуют области с отрицательным абсолютным давлением потока. Это результат расчетной ошибки: она возникает в областях с повышенными градиентами параметров потока из-за недостаточной сеточной дискретизации области. Эти зоны появляются обычно на входных кромках лопаток насосов и в реальности приводят к кавитации. Для того чтобы оценить размер области с отрицательным давлением необходимо с помощью операции *Isosurface*  создать изоповерхность нулевого давления (Рис. 2.76).

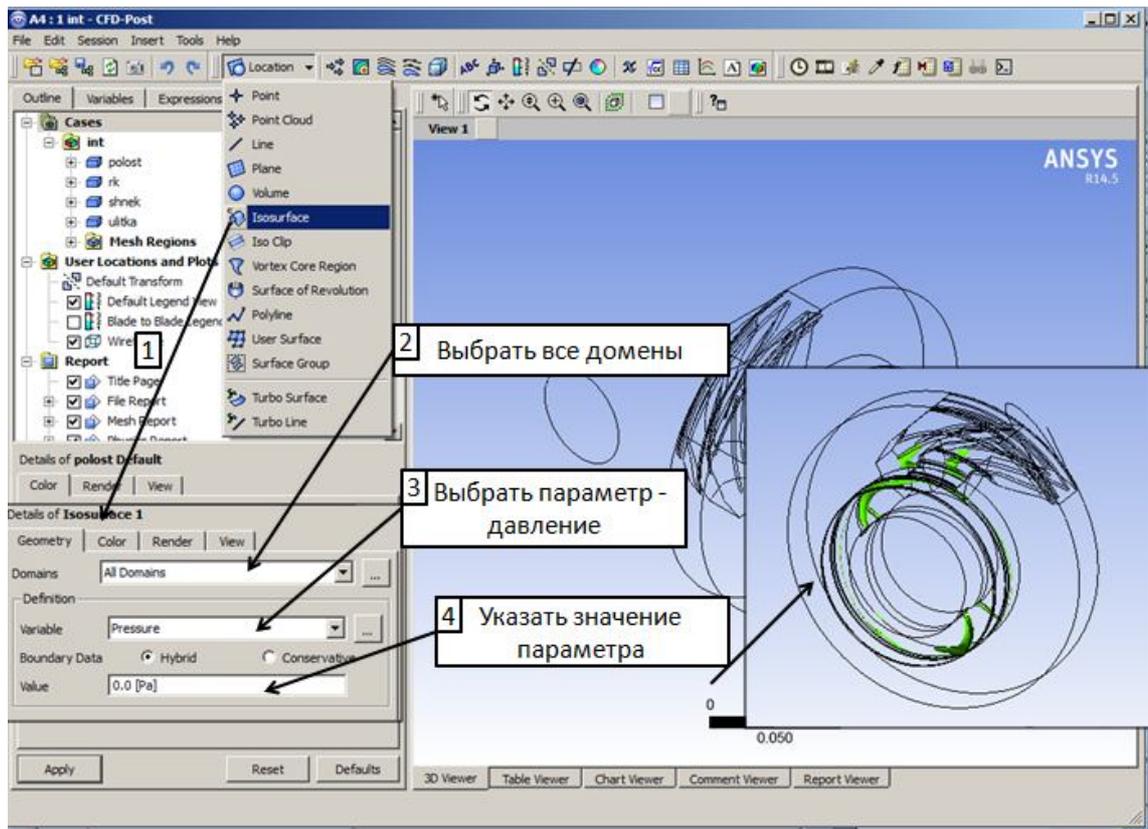


Рис. 2.76. Просмотр размеров зоны отрицательного давления

В качестве средств борьбы с этой расчетной ошибкой применяют увеличение количества сеточных элементов в областях с высокими градиентами параметров потока, а также учет двухфазности потока для моделирования кавитации.

3 Моделирование напряженно-деформированного состояния диска насоса ТНА

Прочностной расчет важная часть проектирования двигателя и его агрегатов, так как все его элементы находятся под действием высоких нагрузок. *Ansys Workbench* имеет модуль (*Static Structural*) для моделирования и расчета напряженно-деформированного состояния.

Расчет проходит в несколько этапов:

- Создание геометрической модели объекта расчета;
- Разработка сеточной модели на основе геометрической модели;
- Задание нагрузки и граничных условий;
- Проведение расчета и анализ полученных результатов.

3.1 Разработка геометрической модели диска и шнека насоса ТНА

Геометрическая модель будет представлять собой модель шнека и сегмент модели диска насоса. Для создания модели воспользуемся, созданными в *Unigraphics NX 8.5* объемными моделями шнека и диска, представленными на Рис. 3.1.

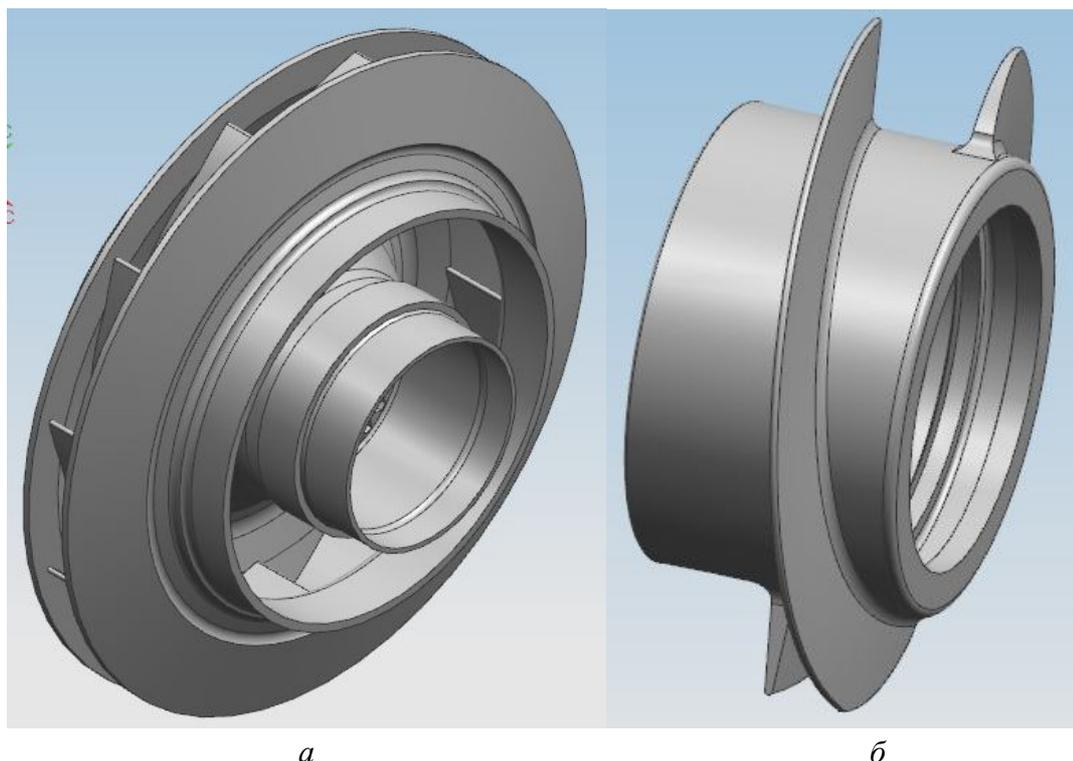


Рис. 3.1. Объемные модели, выполненные в *NX 8.5*: а – диска, б – шнека

Шаг 1. Данные модели необходимо пересохранить в формат *Parasolid*. Формат *Parasolid* универсальный, он позволяет импортировать модели в *Ansys Workbench*, точно передавая геометрию.

Шаг 1.1. Для экспорта моделей в формат *Parasolid* пройдите по пути **Файл→Экспорт→Parasolid** (Рис. 3.2).

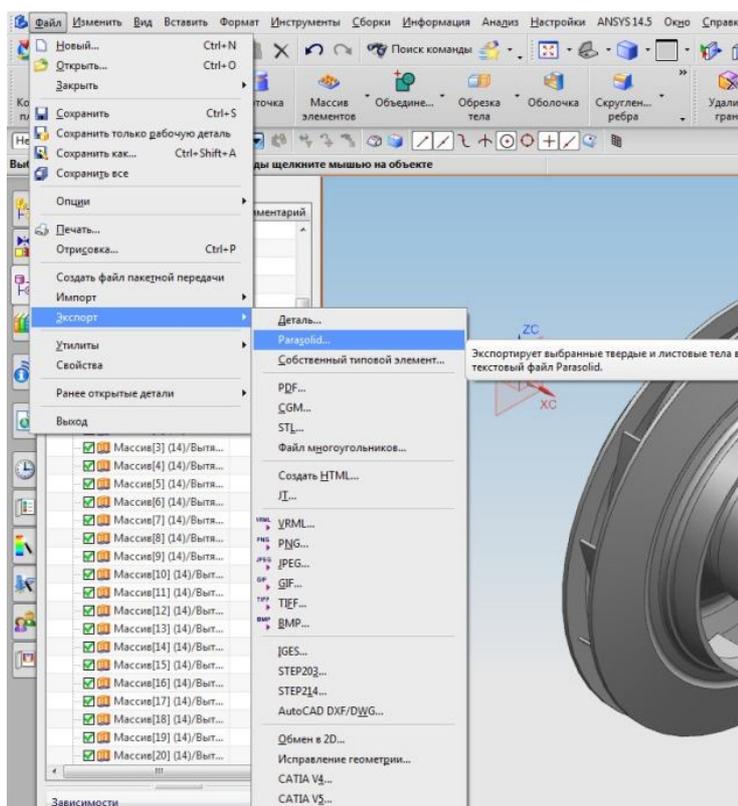


Рис. 3.2. Выбор формата *Parasolid* для экспорта модели

Шаг 1.2. Выберите модель диска и нажмите **ОК** (Рис. 3.3). Выберите место сохранения файла. **Важно помнить, что в названии папок и файлов должны использоваться только латинские буквы и цифры.**

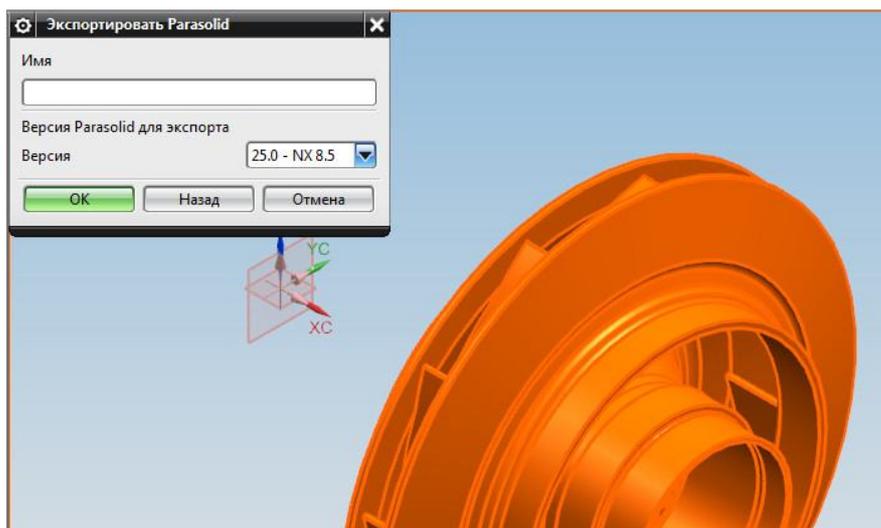


Рис. 3.3. Экспорт модели диска насоса ТНА в формат *Parasolid*

Прочностной расчет будет проводиться в проекте предварительно посчитанного газодинамического расчета (Рис. 3.4) в модуле **Static Structural**, при этом газовые нагрузки необходимо импортировать из **Fluid Flow**.

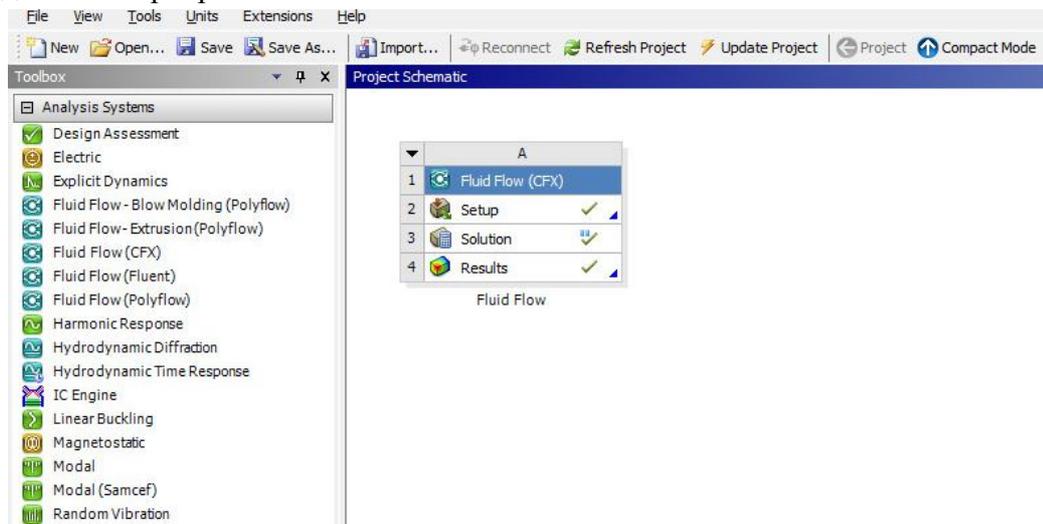


Рис. 3.4. Окно проекта

Шаг 2. Добавьте в проект модуль **Static Structural**. Для этого перетащите одноименный элемент из левого окна **Analysis Systems** в основное окно (Рис. 3.5).

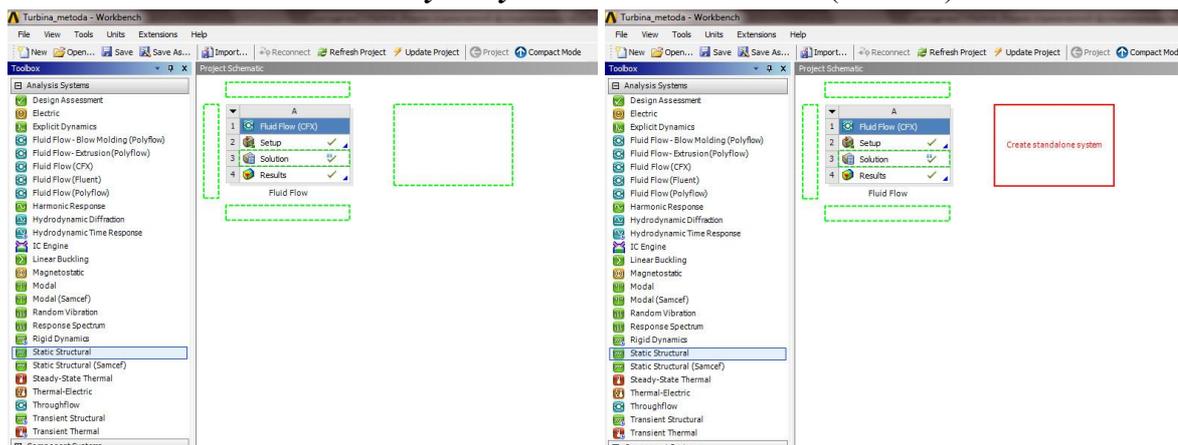


Рис. 3.5. Создание модуля прочностного расчета

Шаг 3. Войдите в **Engineering Data**. В **Engineering Data** содержатся все свойства материалов используемых в **Static Structural** (Рис. 3.6).

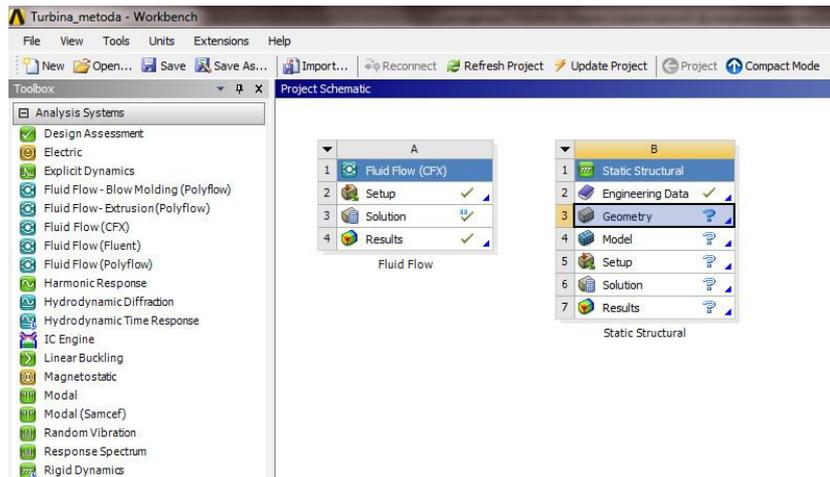


Рис. 3.6. Окно проекта

Здесь по умолчанию используется материал **Structural Steel** (плотность – 7850 кг/м^3 , модуль упругости – $2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона – 0,3). При необходимости можно выбирать готовый материал из библиотеки или изменять существующий. Также для задач, в которых необходимо учитывать температуру, можно задать несколько значений одного параметра в зависимости от температуры. Для этого нужно выбрать соответствующий параметр и заполнить появившуюся справа-сверху таблицу необходимыми данными (Рис. 3.7).

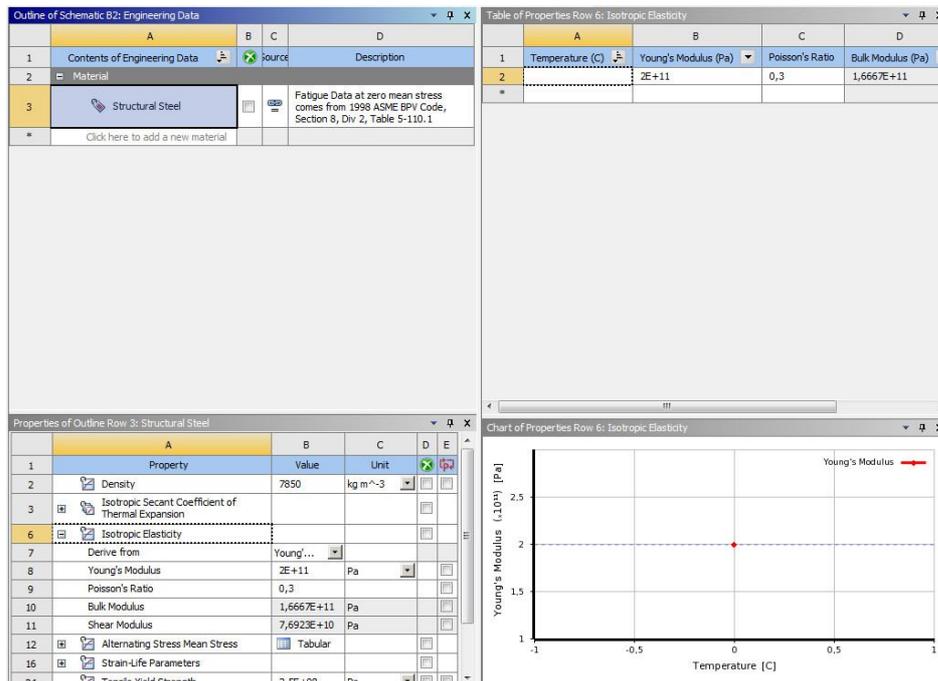
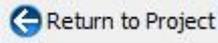


Рис. 3.7. Окно Engineering Data

Шаг 3.1. Измените текущий материал:

- **Density** (плотность) – 7800 кг/м^3 ;
- **Young's Modulus** (модуль Юнга) – $2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ (чтобы не писать большое число можно ввести 2E11, это равноценно $2 \cdot 10^{11}$);

– **Poisson's Ratio** (коэффициент Пуассона) – **0,3**.

Шаг 3.2. Выйдите из окна *Engineering Data*, нажав  на главной панели.

Шаг 4. Двойным кликом мыши по **Geometry** (см. Рис. 3.6) откройте окно **DesignModeler**. В данном окне производятся все манипуляции с геометрией модели. Вначале появится опциональное окно (Рис. 3.8), в котором нужно выбрать единицы измерения длины, выбираем **Millimeter** (единицы измерения, которые будут использоваться).

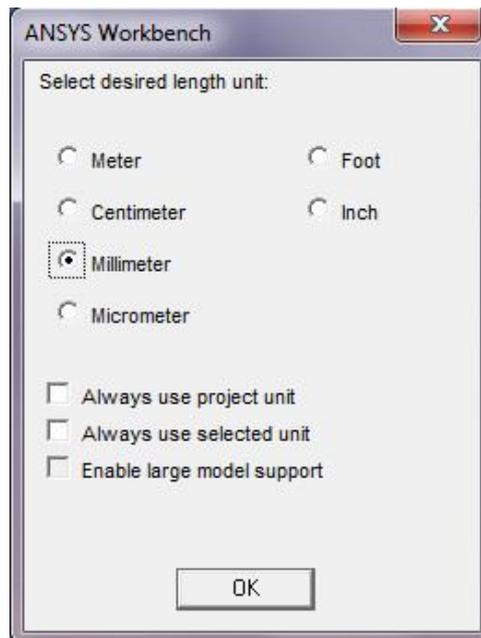


Рис. 3.8. Выбор единиц измерения

Шаг 5. Для импортирования ранее сохраненных в формате **Parasolid** моделей в **DesignModeler** пройдите по пути **File→Import External Geometry File** (Рис. 3.9), выберите импортируемую геометрию и нажмите **OK**.

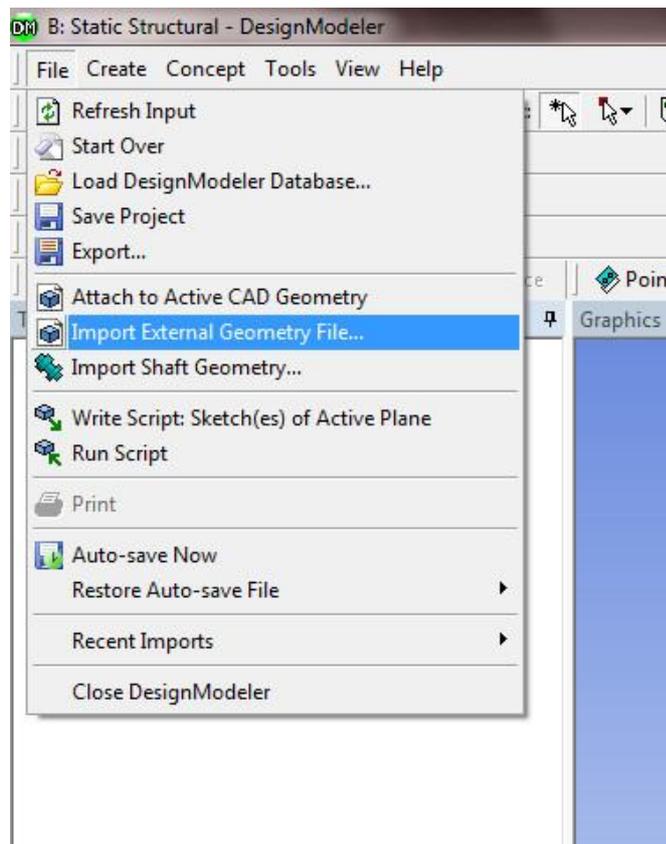


Рис. 3.9. Импорт моделей

Шаг 10. После этого в дереве моделирования (окно *Tree Outline*) (Рис. 3.10) появится элемент *Import1*, слева отображается состояние элемента. Сейчас слева от *Import1* отображается ⚡, это значит, что элемент требует обновления. Для обновления элементов нажмите на *Generate* (см. Рис. 3.10).

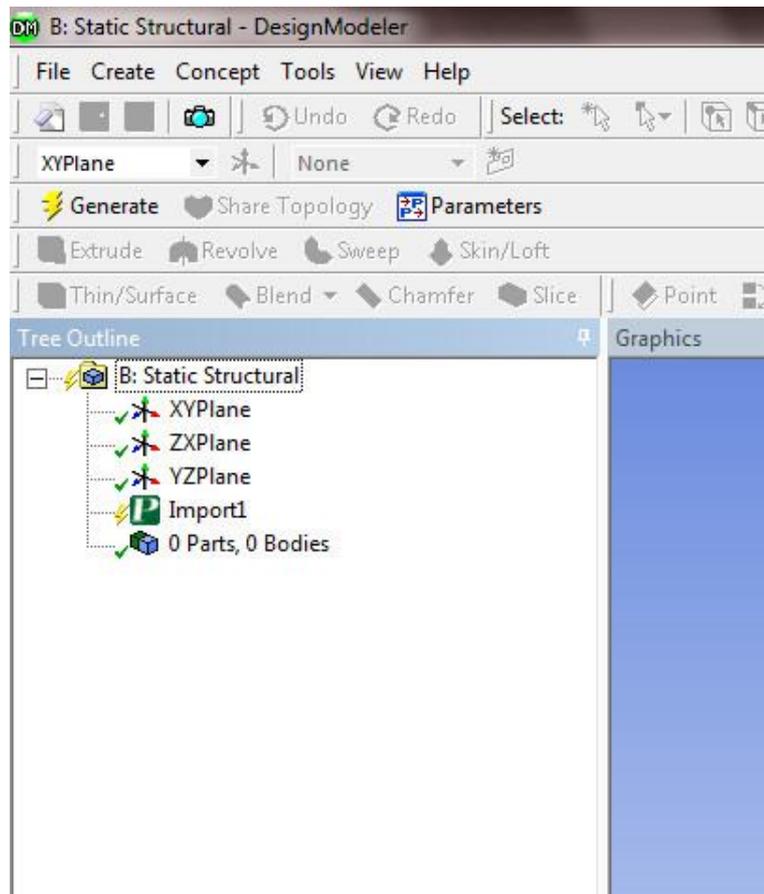


Рис. 3.10. Обновление элементов модели

В результате появится модель диска насоса (Рис. 3.11).

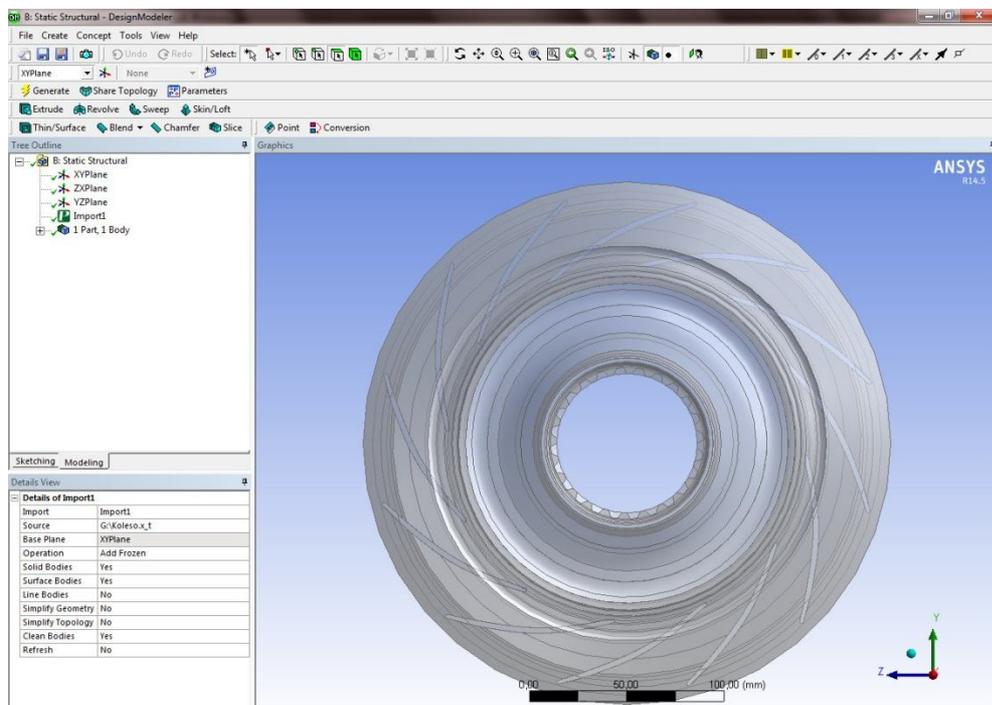


Рис. 3.11. Модель диска насоса

Шаг 6. Для создания сегмента диска необходимо создать эскиз, описывающий одну лопатку диска. Эскиз строится в плоскости *YZPlane*, для этого выберите эту плоскость в дереве моделирования и нажмите *New Sketch*  на главной панели (Рис. 3.12).

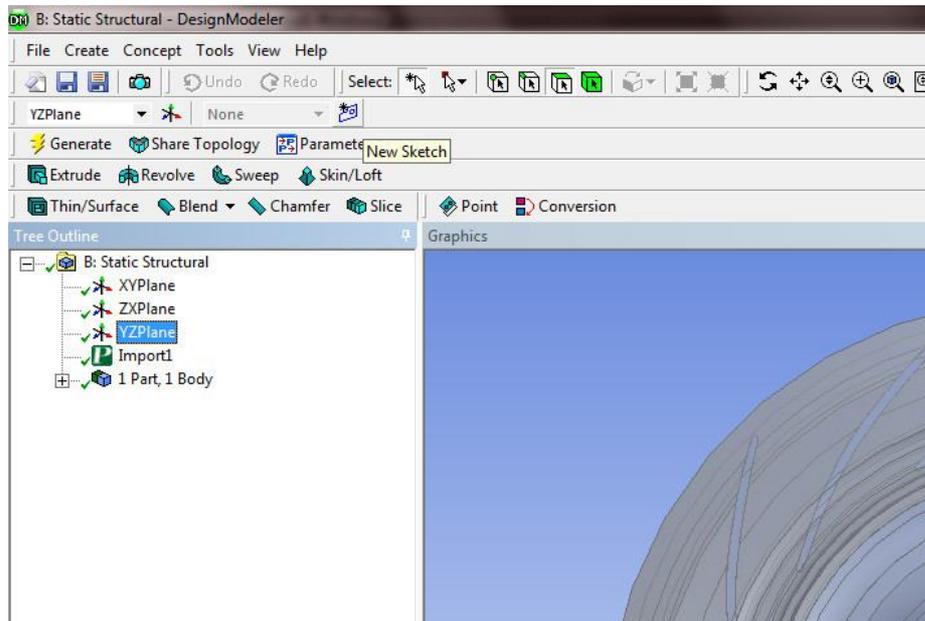


Рис. 3.12. Создание эскиза

Шаг 6.1. Для удобства построения эскиза можно скрыть модель, для этого нажмите на *Import1* правой кнопкой мыши и выберите *Suppress* (Рис. 3.13).

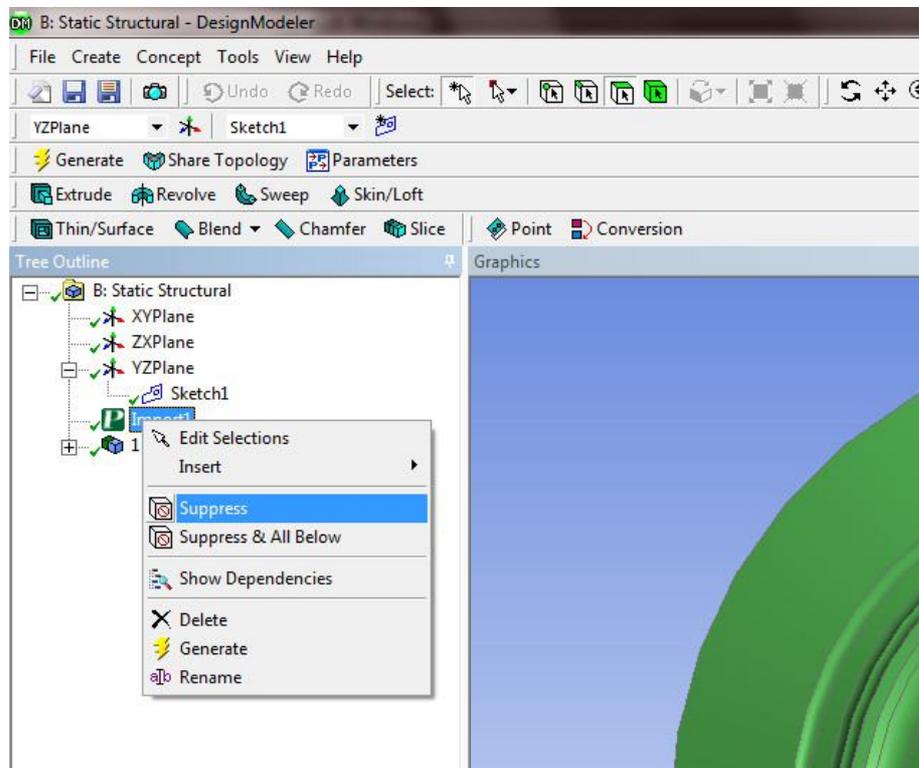


Рис. 3.13. Скрытие модели

Шаг 6.2. Выбрав в дереве проекта *Sketch1*, нажмите *Sketching* (находится ниже дерева проекта). В *Sketching* находятся 5 вкладок:

- *Draw* – вкладка геометрии. С помощью элементов этой вкладки осуществляются основные построение эскиза (линии, окружности и т.д.);
- *Modify* – вкладка редактирования геометрии. Элементы вкладки *Modify* позволяют редактировать созданную ранее геометрию (продление линий, обрезка) или добавлять новую геометрию (фаски, скругления);
- *Dimension* – вкладка размеров. Элементы вкладки *Dimension* представляют из себя различные типы размеров, с помощью которых образмеривается эскиз, а также команды редактирования ранее созданных размеров;
- *Constraints* – вкладка ограничений. С помощью этой вкладки осуществляется привязка одних элементов относительно других (совпадение, точка на линии) или позиционирование в пространстве (вертикальный, горизонтальный);
- *Setting* – вкладка настроек. Вкладка в которой можно настроить отображение эскиза (наложение масштабной сетки и т.п.).

Шаг 6.3. Зайдите во вкладку *Draw* и выберите *Line*.

Шаг 6.4. Постройте контур, показанный на Рис. 3.14. Заметьте, что при наводке курсора на точки или линии появляются буквы, это автоограничения. Автоограничения упрощают работу и сокращают время построения эскиза.

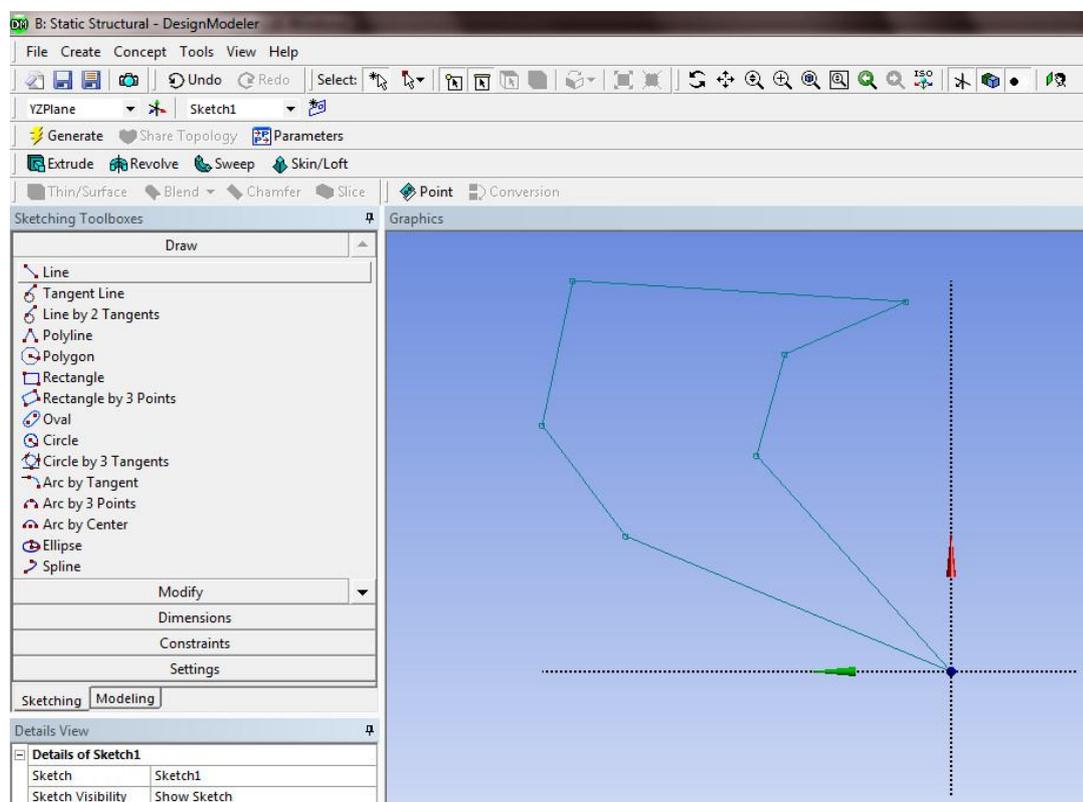


Рис. 3.14. Вкладки меню *Sketching*

Шаг 6.5. Обмерьте эскиз согласно Рис. 3.15. Для этого в меню *Sketching*→*Dimensions* выберите **General** для линейных размеров (эта команда включает все типы размеров и выбирает подходящий автоматически), **Angle** для угловых размеров (Рис. 3.16).

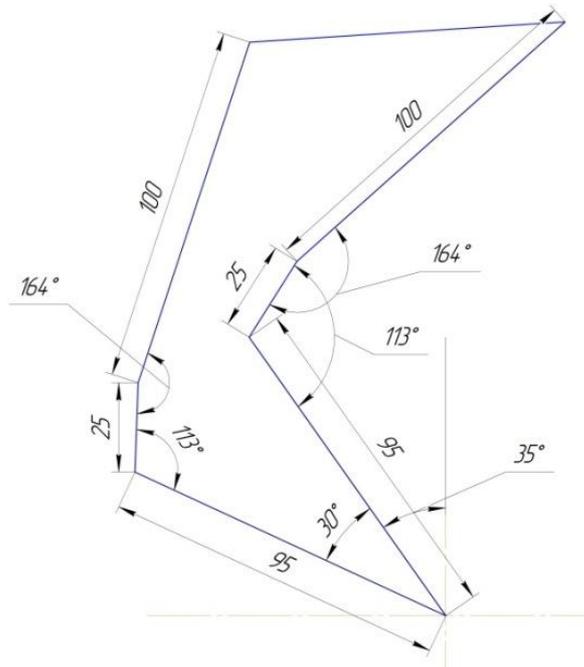


Рис. 3.15. Размеры по заданию

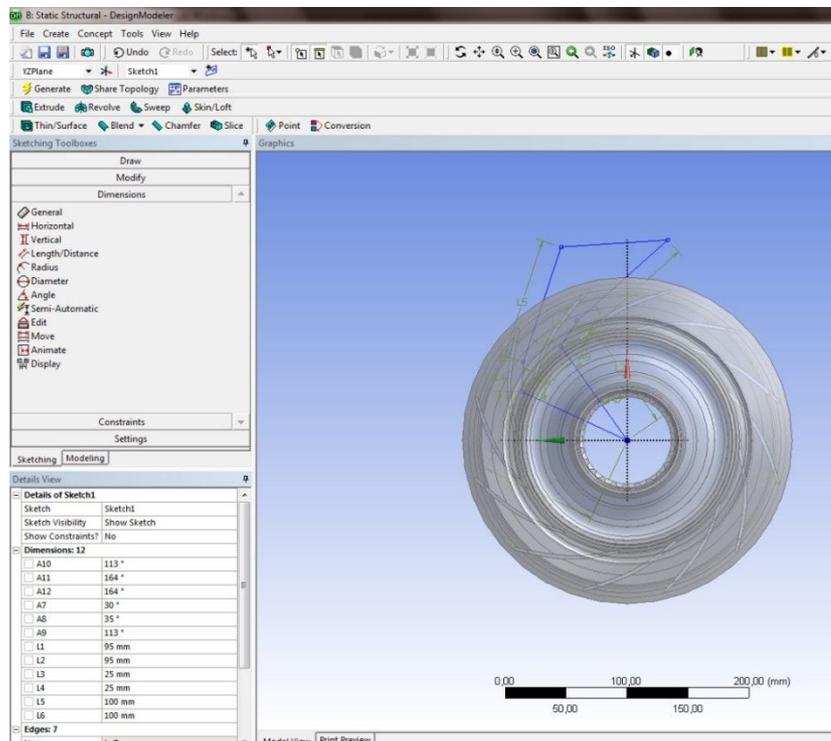


Рис. 3.16. Эскиз с установленными размерами

Шаг 7. После создания эскиза его необходимо вытянуть для дальнейших булевых операций с ним.

Шаг 7.1. Создайте вытягивание с помощью команды *Extrude (Create→Extrude)*. Появится меню с настройками вытягивания (Рис. 3.17).

Шаг 7.2. В *Geometry* (выбор геометрии для вытягивания) выберите *Sketch1* и нажмите *Apply*.

Шаг 7.3. В *Operation* (тип тела после вытягивания) – *Add Material*.

Шаг 7.4. В *Direction Vector* (направление вытягивания) – *Normal*.

Шаг 7.5. В *Extend Type* (опция задания расстояния вытягивания) – *Fixed* (на фиксированное расстояние).

Шаг 7.6. В *Depth* (расстояние, на которое будет вытянут эскиз) – 300мм.

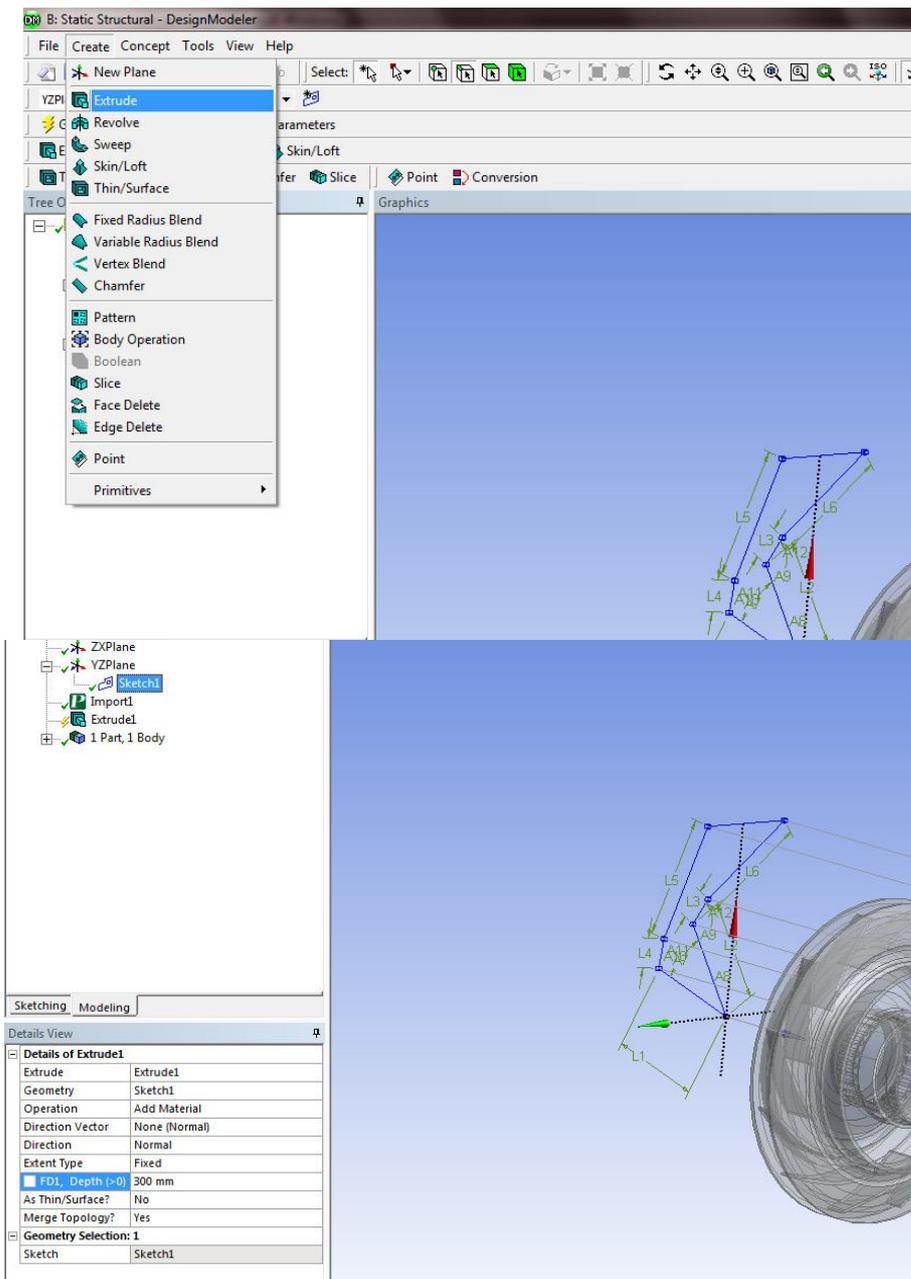


Рис. 3.17. Вытягивание эскиза

Шаг 8. Чтобы создать сегмент диска необходимо провести булеву операцию между вытянутым эскизом и самим диском. Для этого выберите команду **Boolean (Create→Boolean)**. Появится меню с настройками (Рис. 3.18), где **Operation** – тип операции. Всего булевых операций четыре: **Unite** – объединение выбранных тел, **Subtract** – вырезание одного тела из другого, **Intersect** – вырезание всего объема выбранных тел, кроме общего, **Imprint Faces** – создание поверхностей на теле по следам от другого тела.

Шаг 8.1. Выберите **Intersect** и выберите оба тела (выбор нескольких объектов производится при зажатой клавише **Ctrl**).

Шаг 8.2. Нажмите **Apply** затем **Generate**.

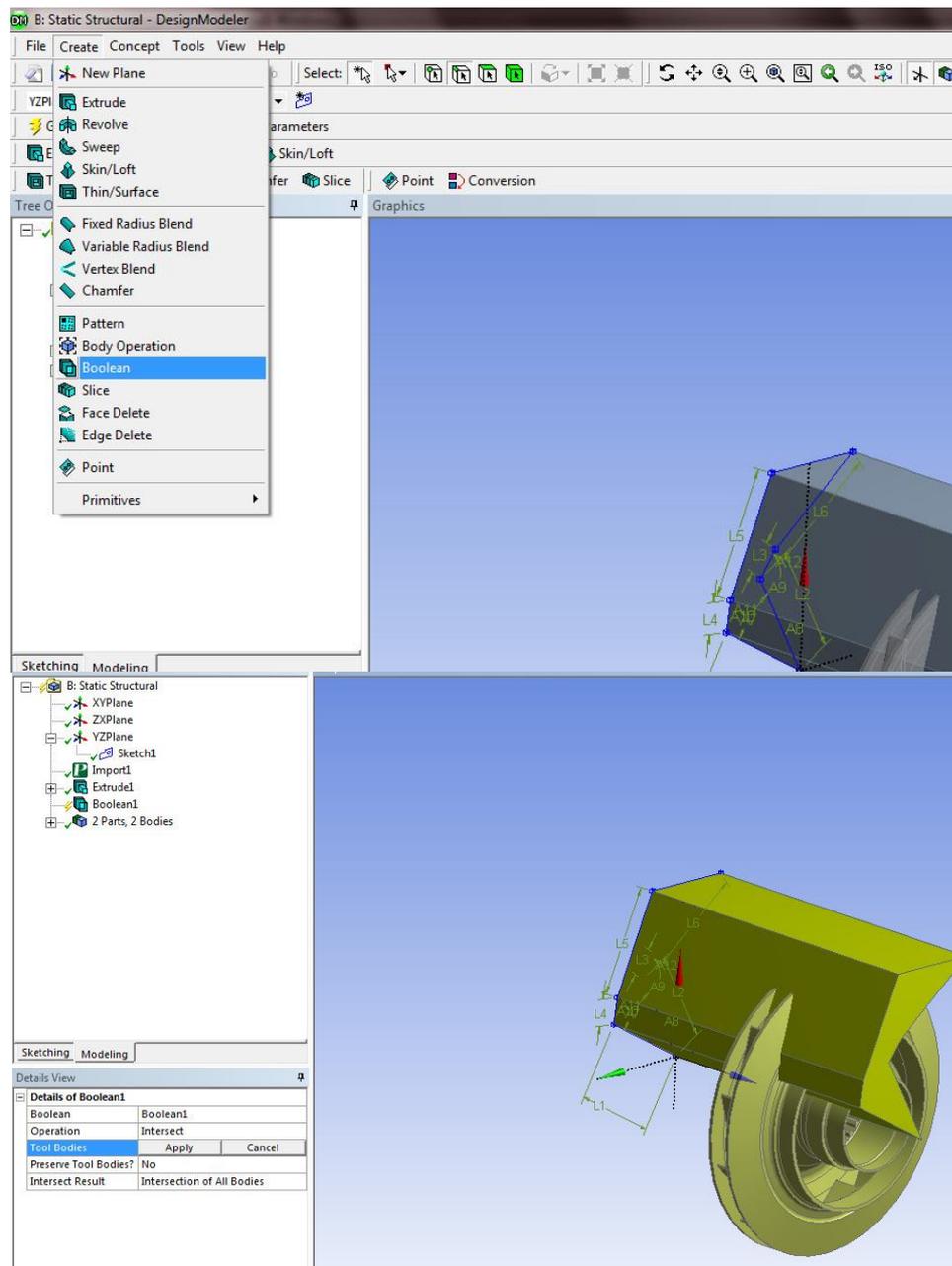


Рис. 3.18. Выполнение булевой операции

В итоге получится модель сегмента диска насоса (Рис. 3.19).

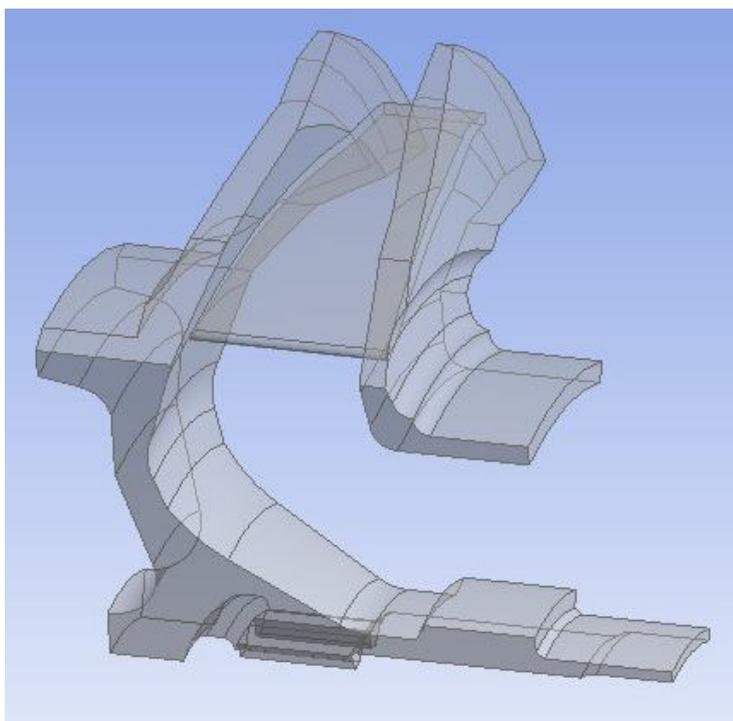


Рис. 3.19. Модель диска насоса ТНА

Шаг 9. Аналогично диску импортируйте модель шнека, *File*→*Import External Geometry File*. В итоге получается готовая к созданию сетки модель (Рис. 3.20). Модели заняли относительно друг друга положения созданные заранее в *NX 8.5*.

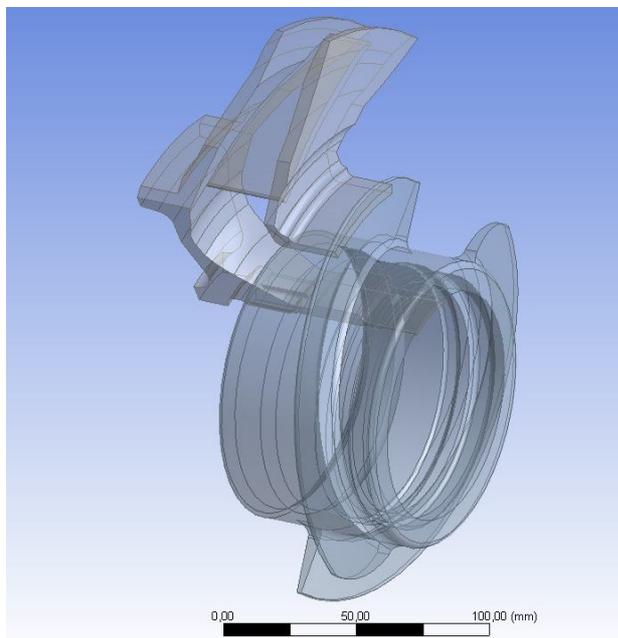


Рис. 3.20. Модель диска и шнека

Шаг 10. Нужно учесть одну деталь, импорт газовой нагрузки требует одинакового расположения поверхностей моделей газового расчета выполненного в *CFX* (Рис. 3.1.21) и будущего прочностного расчета.

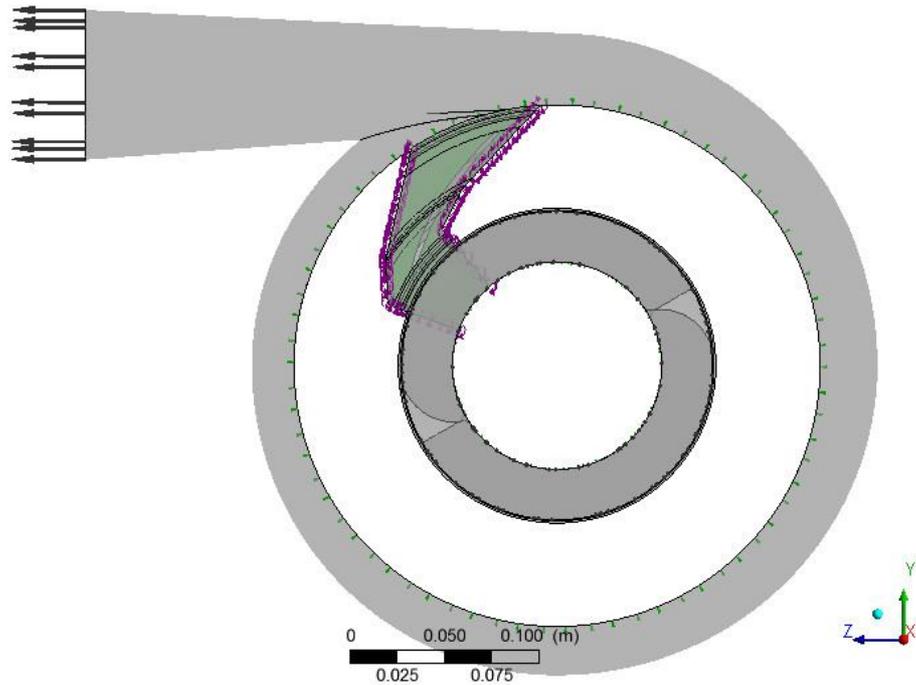


Рис. 3.1.21. Расчетная модель насоса ТНА в CFX

Шаг 10.1. Для поворота шнека вокруг своей оси воспользуйтесь командой **Body Operation (Create→Body Operation)** показанной на Рис. 3.22.

Шаг 10.2. В **Type** (тип действия с телом) выберите **Rotate**.

Шаг 10.3. В **Axis Selection** (выбор оси) выберите ось **OX**.

Шаг 10.4. В **Angle** (угол, на который повернется модель) – задайте 60 градусов (здесь самое главное не перепутать направление вращения).

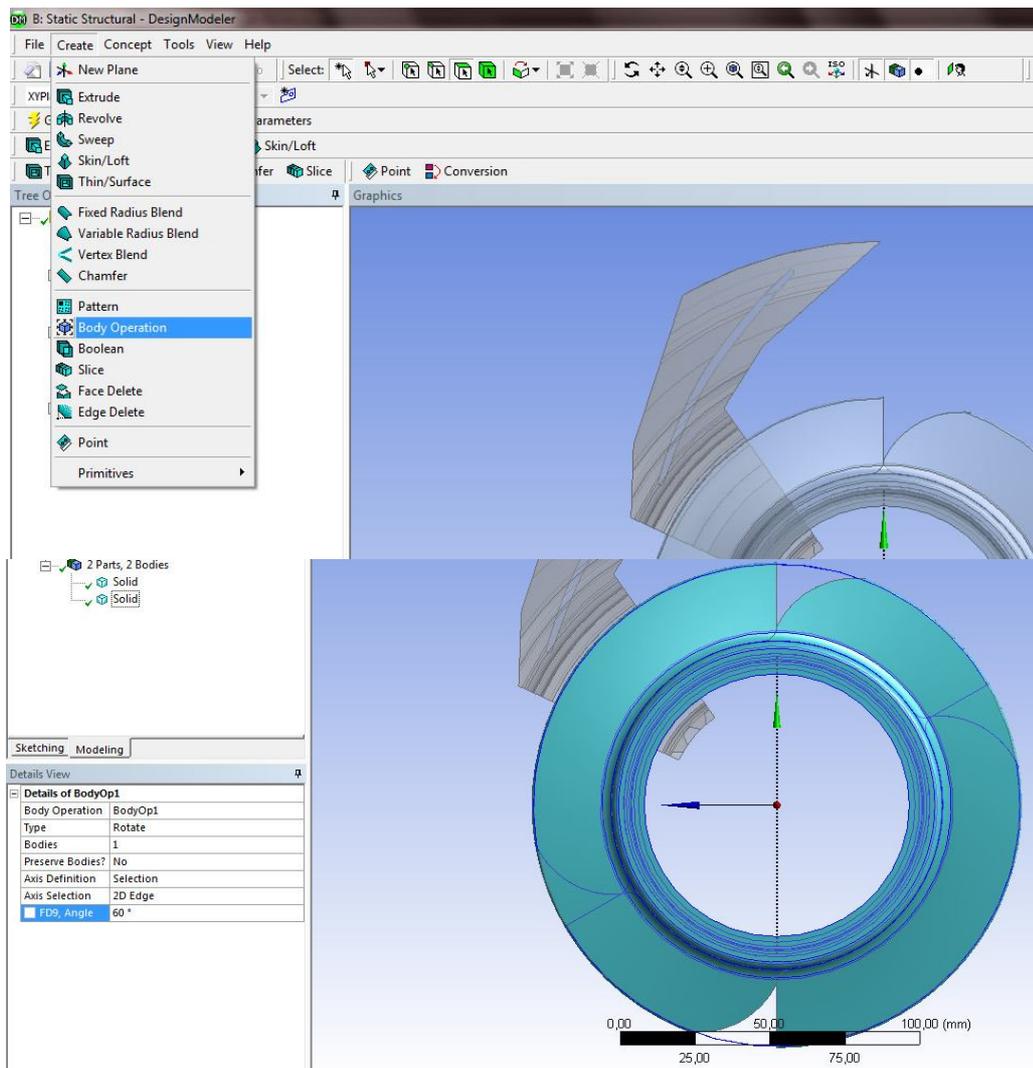


Рис. 3.22. Вращение модели шнека вокруг своей оси

В результате получится готовая модель насоса ТНА.

Шаг 11. Закройте *DesignModeler*.

3.2 Разработка сеточной модели диска и шнека насоса ТНА

Шаг 1. Откройте *Model*. Появится окно *Static Structural – Mechanical* (Рис. 3.23).

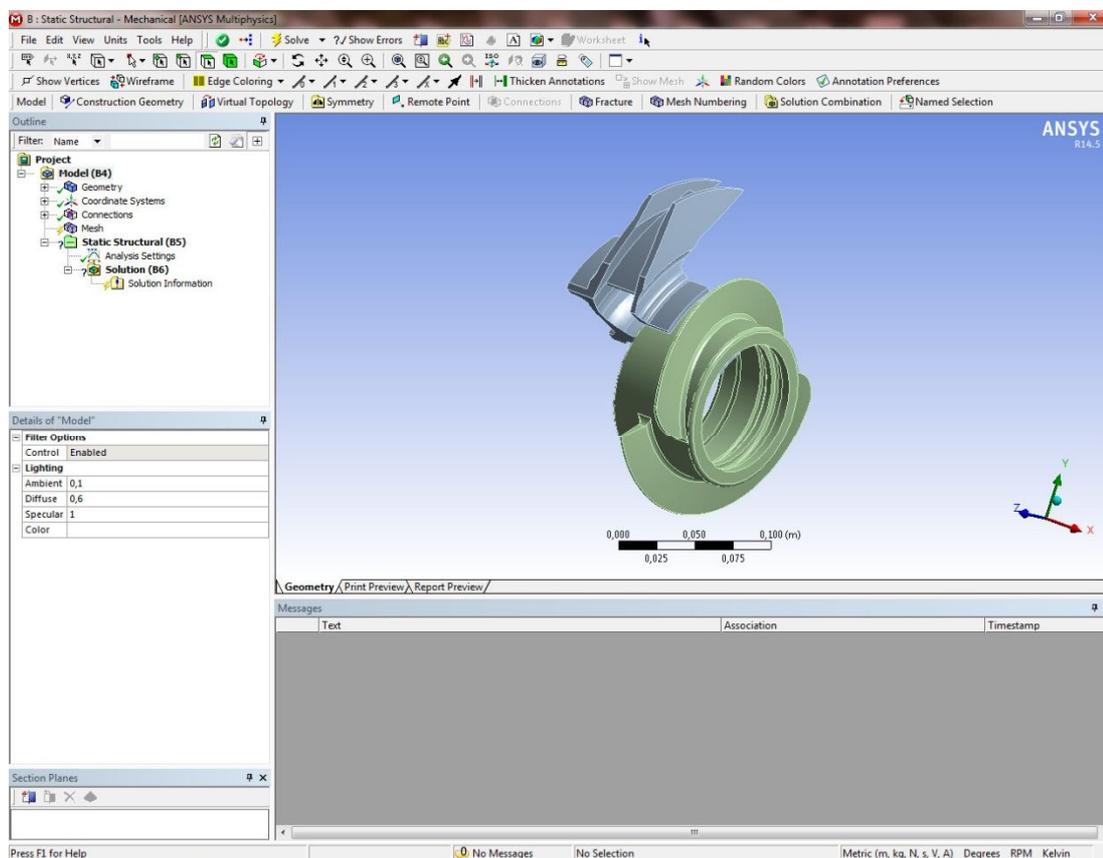


Рис. 3.23. *Static Structural – Mechanical*

В данном окне можно проводить все действия с моделью, включая просмотра результатов расчета. По сути команды *Model*, *Setup*, *Solution*, *Results* открывают одно и то же окно, но ссылаются на разные элементы дерева расчета.

Шаг 2. Нажмите на команду *Mesh*, появится вкладка с настройками сетки (Рис. 3.24). Основные размеры элементов сетки находятся во вкладке *Sizing*:

- *Use Advanced Size Function* – позволяет использовать расширенные настройки размеров сетки;
- *Relevance Center* – стандартные размеры элемента от большого до маленького;
- *Element Size* – пользовательский размер элемента (используется когда *Relevance Center* не достаточно);
- *Smoothing* – параметр сглаживания сетки. Улучшает качество сетки, но увеличивает время расчета;
- *Transition* – влияет на скорость с которой соседние элементы будут расти;
- *Span Angle Center* – устанавливает уровень кривизны сетки.

Шаг 2.1. Задайте *Element Size* 0,002m

Шаг 2.2. Нажмите *Update* на главной панели.

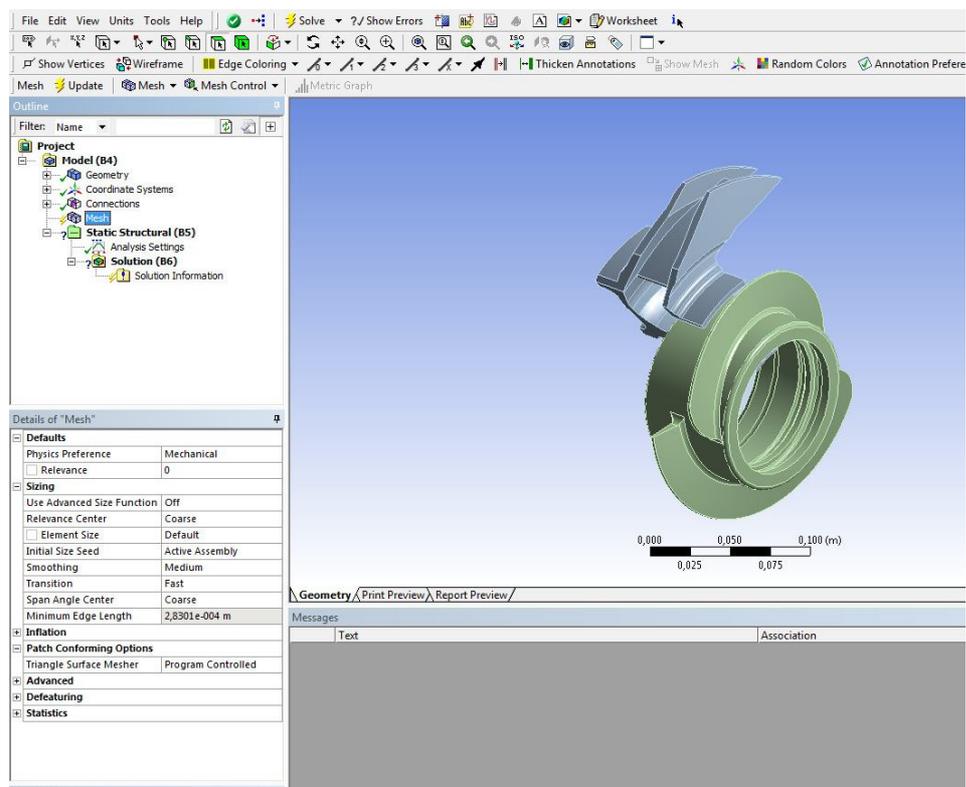


Рис. 3.24. Настройка сетки

Шаг 3. Появится некоторая сеточная модель (Рис. 3.25). Видно, что в местах скругления элементы слишком большие, это может привести к не правильным результатам. Чтобы не мельчить всю сеточную модель, можно воспользоваться группой команд *Mesh Control* (Рис. 3.26).

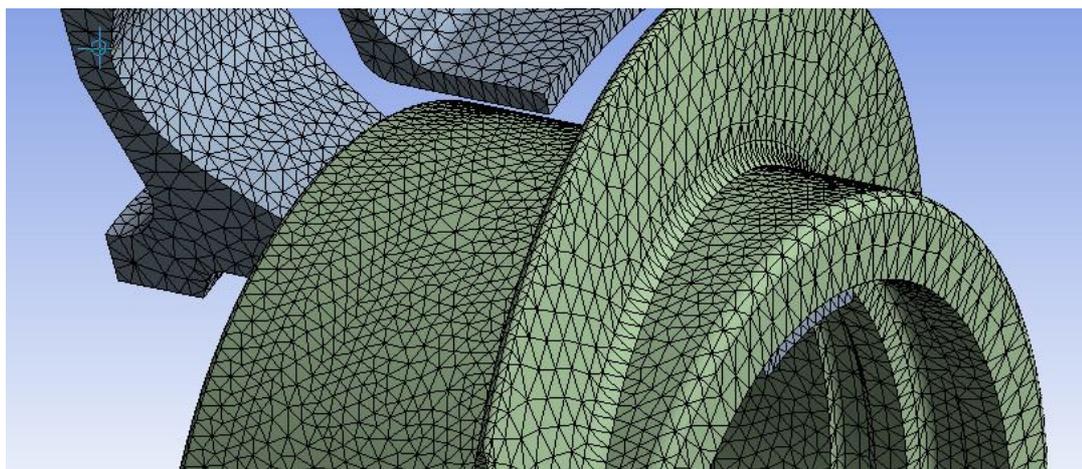


Рис. 3.25. Сеточная модель

В *Mesh Control* содержатся команды для редактирования части сеточной модели:

- **Method** – позволяет контролировать форму элементов при автоматической генерации сетки. Модель может разбиваться на элементы: **Automatic** (автоматически) – заполнить весь объем генерацией параллелепипедов, а где это невозможно, использовать трехгранные призмы, **Tetrahedrons** (тетраэдры) – создавать элементы тетраэдрической формы, **Hex Dominant** (преимущественно гексаэдры) – создавать, по возможности, параллелепипеды, а где это невозможно, использовать пирамиды и тетраэдры, **Sweep** (протягивание) – создавать элементы протягиванием.
- **Sizing** – размер элемента в выбранной области;
- **Contact Sizing** – размер элемента в месте контакта;
- **Mapped Face Meshing** – упорядоченная сетка на выбранной поверхности и т.д.

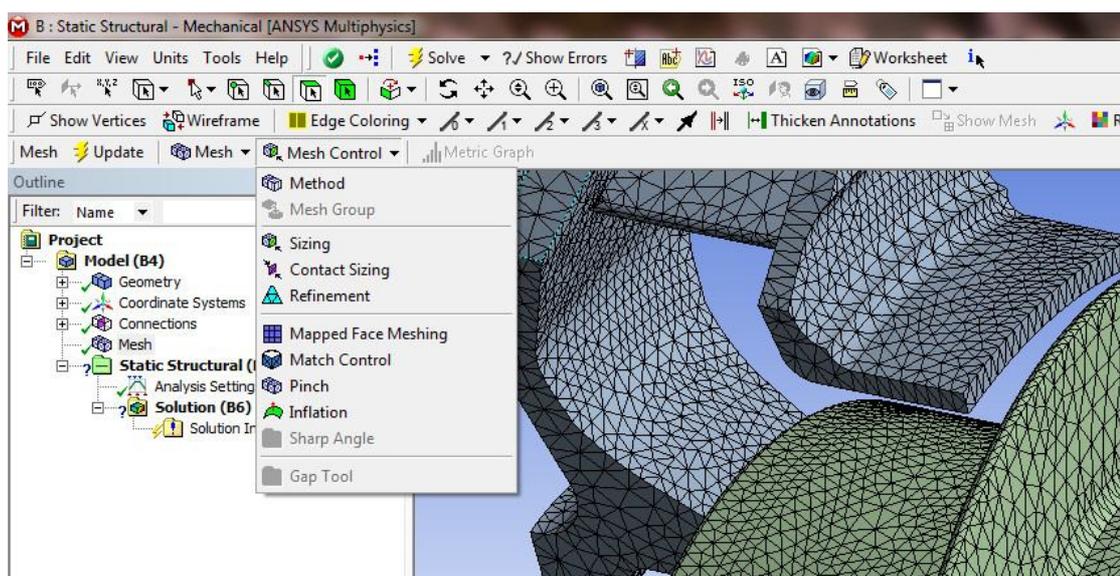


Рис. 3.26. Команда Mesh Control

Шаг 3.1. Выберите команду **Mesh Controls**→**Sizing**, после нажатия на нее, появится меню команды (Рис. 3.27).

Шаг 3.2. В **Geometry** выберите поверхности скругления.

Шаг 3.3. В **Element Size** задайте размер элементов на выбранных поверхностях равным 0,001 м.

Шаг 3.4. Нажмите **Update**.

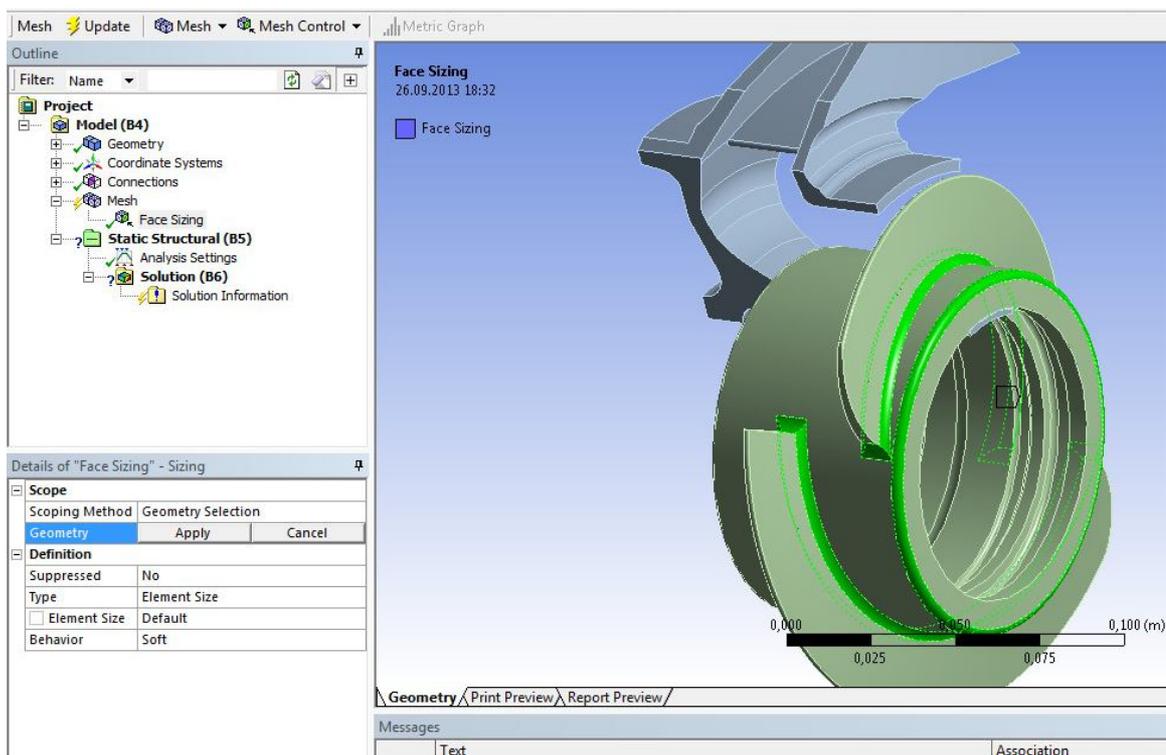


Рис. 3.27. Команда *Sizing*

В результате получится сеточная модель с замельченной сеткой в местах скругления (Рис. 3.28). Стоит обратить внимание на вкладку *Statistics*. В ней можно посмотреть количество узлов и элементов модели сетки, а так же процентную статистику по размерам, кривизне элементов и т.д.

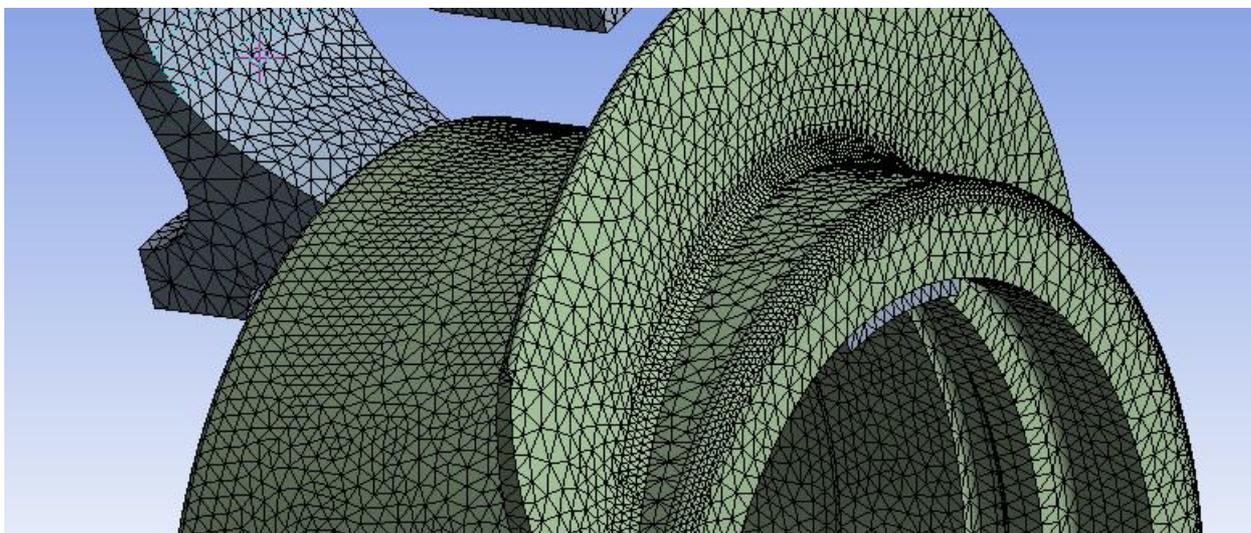


Рис. 3.28. Сеточная модель после команды *Sizing*

Также следует обратить внимание на вкладку *Connection*→*Contacts*→*Contact Region* (Рис. 3.29), она появляется автоматически, если в задаче присутствует несколько тел находящихся в близком контакте. То есть мы также решаем контактную задачу.

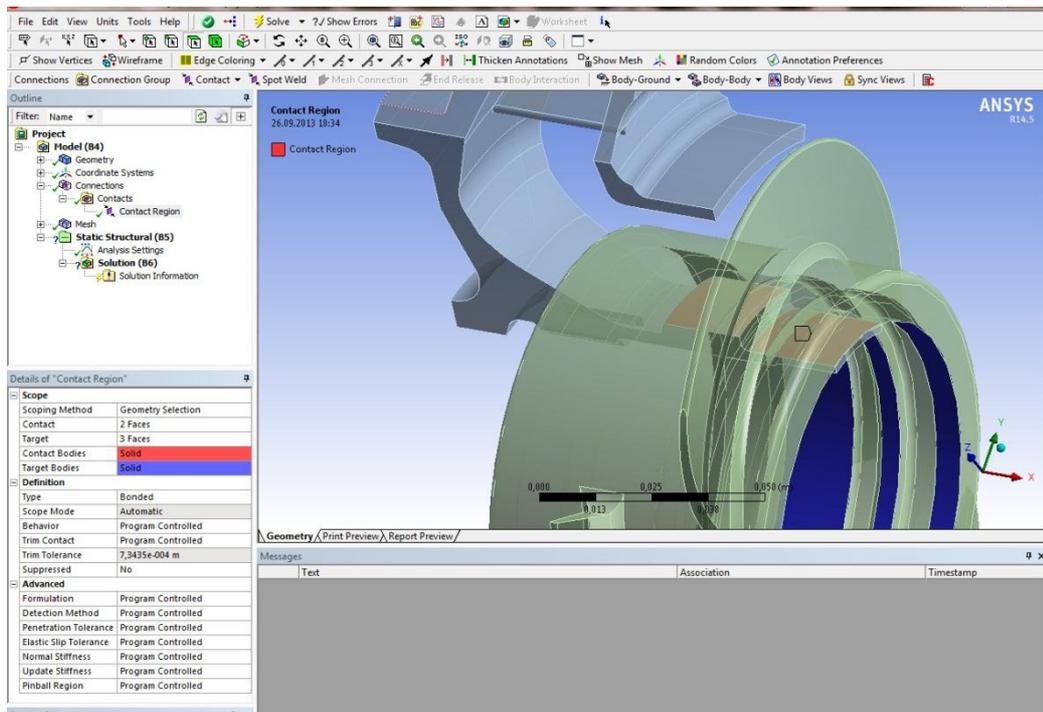


Рис. 3.29. Меню настройки контакта

3.3 Задание нагрузки и граничных условий

Шаг 1. После создания сеточной модели следует задание нагрузки и граничных условий. Для этого придется выйти из *Static Structural – Mechanical* и перенести рассчитанную газовую нагрузку из *Fluid Flow* в *Static Structural*.

Шаг 1.1. Закройте *Static Structural – Mechanical*

Шаг 1.2. Нажмите левую кнопку мыши на элементе *Solution(Fluid Flow)* и перетащите его на элемент *Setup(Static Structural)* (Рис. 3.30).

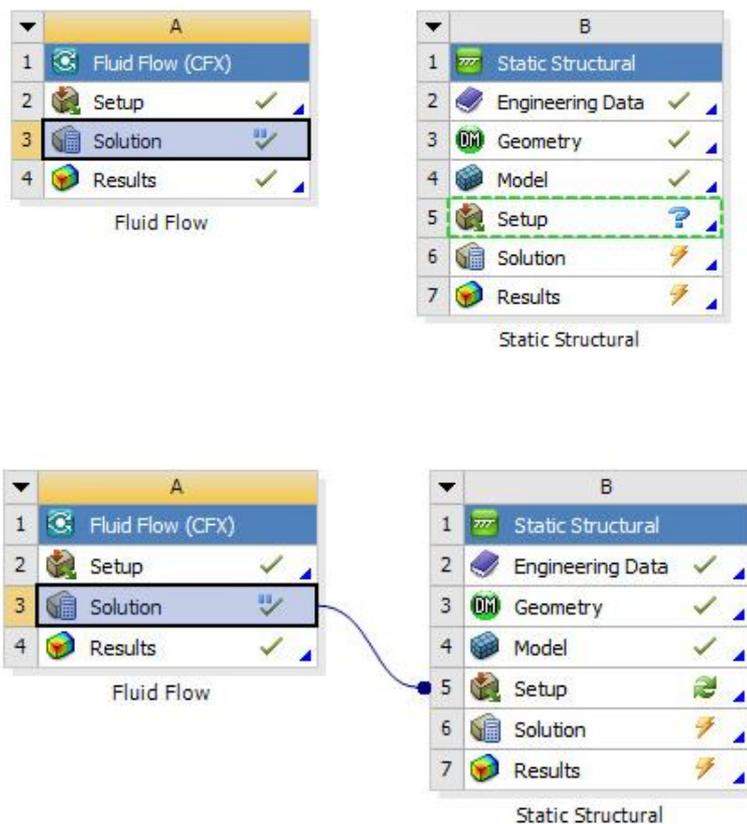


Рис. 3.30. Перенос газовой нагрузки

Шаг 1.3. Снова зайдите в *Setup*

Видим, что в дереве расчета появился новый элемент **Imported Load (Solution)** (Рис. 3.31).

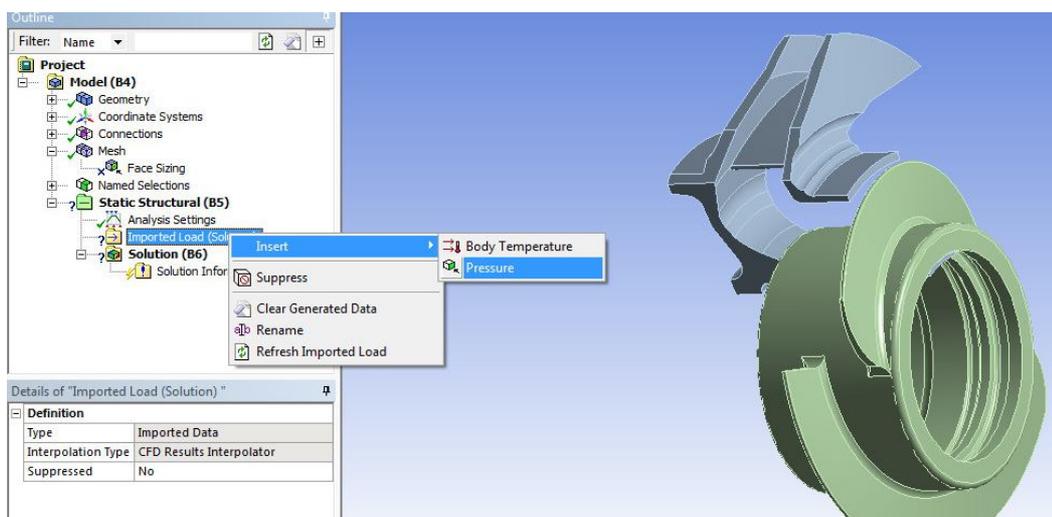


Рис. 3.31. Меню импорта газовой нагрузки

Шаг 1.4. Импортируем давление *Imported Load (Solution)*→*Insert-Pressure*. В меню импорта в *Geometry* выбираются поверхности, куда надо прикладывать давление, в *CFD Surface* домен (набор поверхностей из расчета *CFX*) с которого давление берется. Следует помнить, что выбранные поверхности должны строго соответствовать поверхностям домена (расположение поверхностей домена можно посмотреть в *Setup (Fluid Flow)*, нажав на соответствующий домен).

Шаг 1.5. Выберите поверхности лопатки и домен *rk_blade1_p*.

Шаг 1.6. Нажмите *Import Load* (Рис. 3.32).

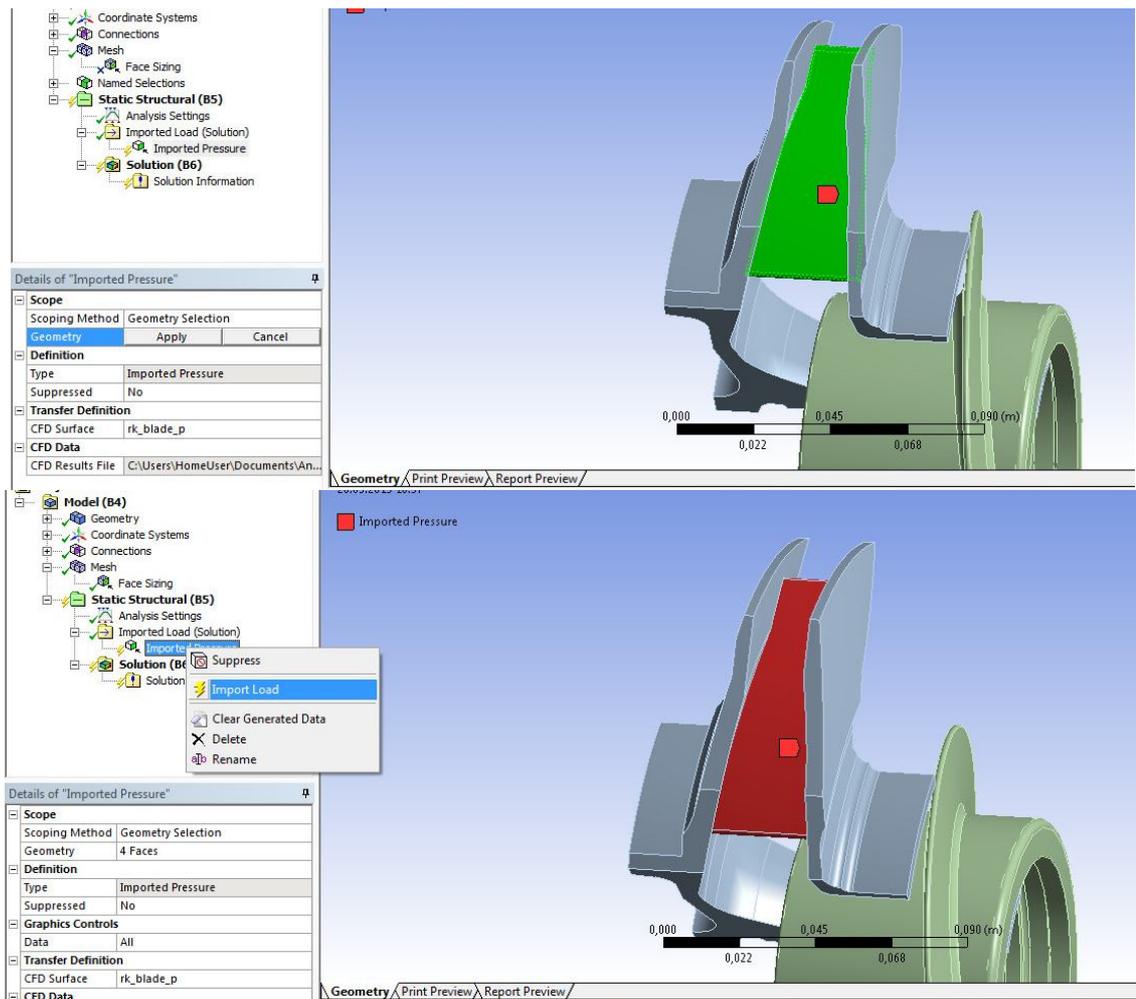


Рис. 3.32. Приложение газовой нагрузки

В результате получится векторное поле давлений на поверхностях лопатки диска (Рис. 3.33).

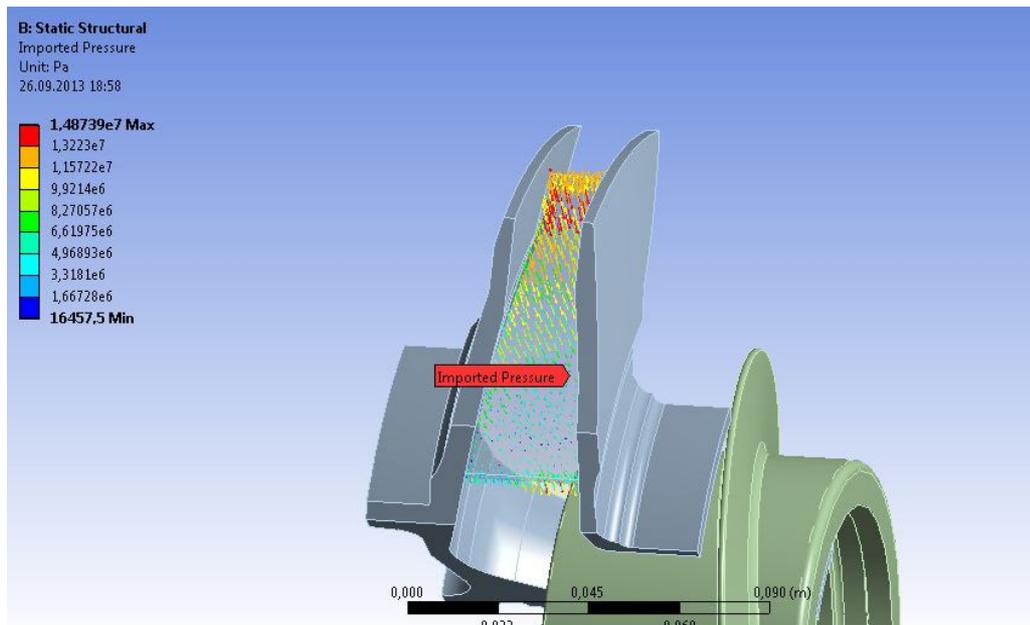


Рис. 3.33. Поле векторов давлений

Шаг 1.7. Чтобы убедиться в правильности импорта зайдите *Imported Load (Solution)*→*Imported Pressure*→*Imported Load Transfer Summary* и в самом конце посмотрите процент правильно импортированных узлов (Рис. 3.34).

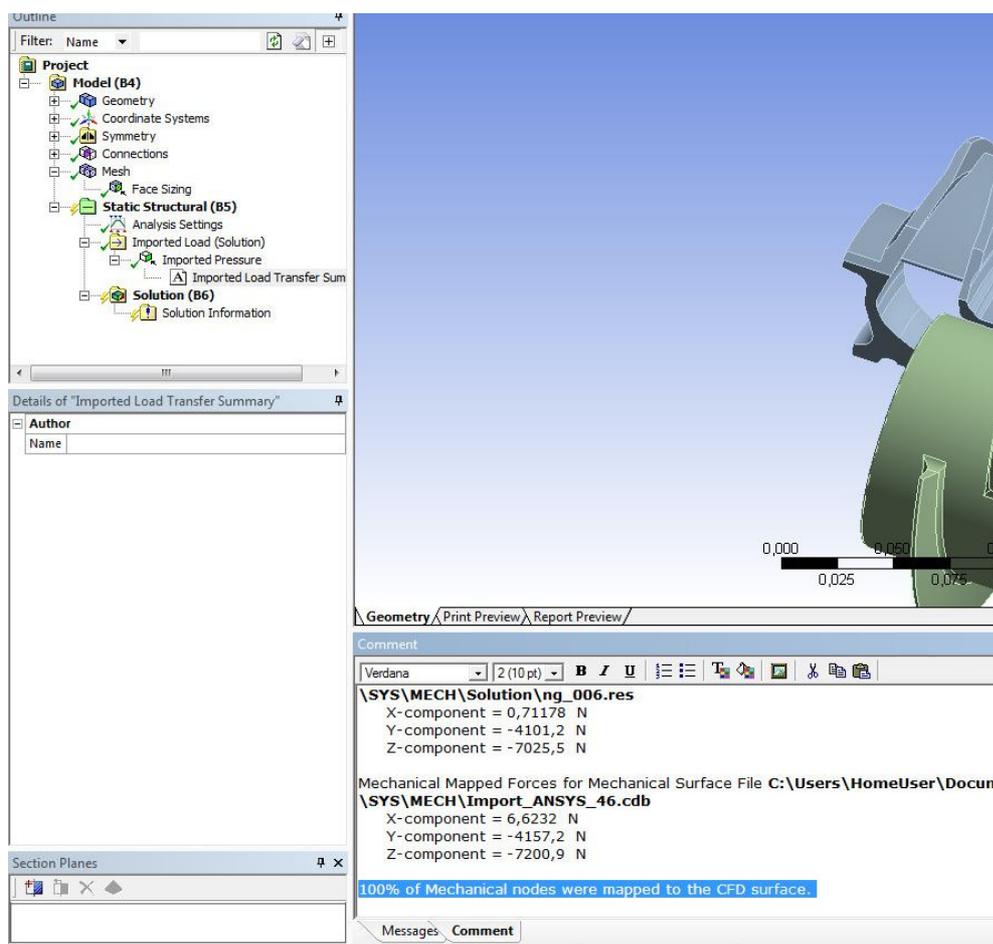


Рис. 3.34. Проверка правильности импорта

Шаг 2. Прodelайте все то же самое для оставшихся 8 доменов: *sh_blade1_p*, *sh_blade2_p*, *rot wall*, *rk_hub1_p*, *rk_hub2_p*, *rk_shroud1_p*, *sh_hub_p*, *sh_shroud_p*.

Шаг 3. Так как у нас имеется сегмент диска, нужно наложить на него симметрию, чтобы *Ansys* считал его как целый диск. Для этого нужно создать цилиндрическую систему координат (Рис. 3.35).

Шаг 3.1. В *Definition*→*Type* выберите цилиндрическую СК (*Cylindrical*),

Шаг 3.2. *Definition*→*Define By* – относительно чего позиционируется СК (*Global Coordinates*),

Шаг 3.3. *Principal Axis*→*Axis* – ориентация оси (*Z*),

Шаг 3.4. *Principal Axis*→*Define By* – относительно чего (*Global X Axis*).

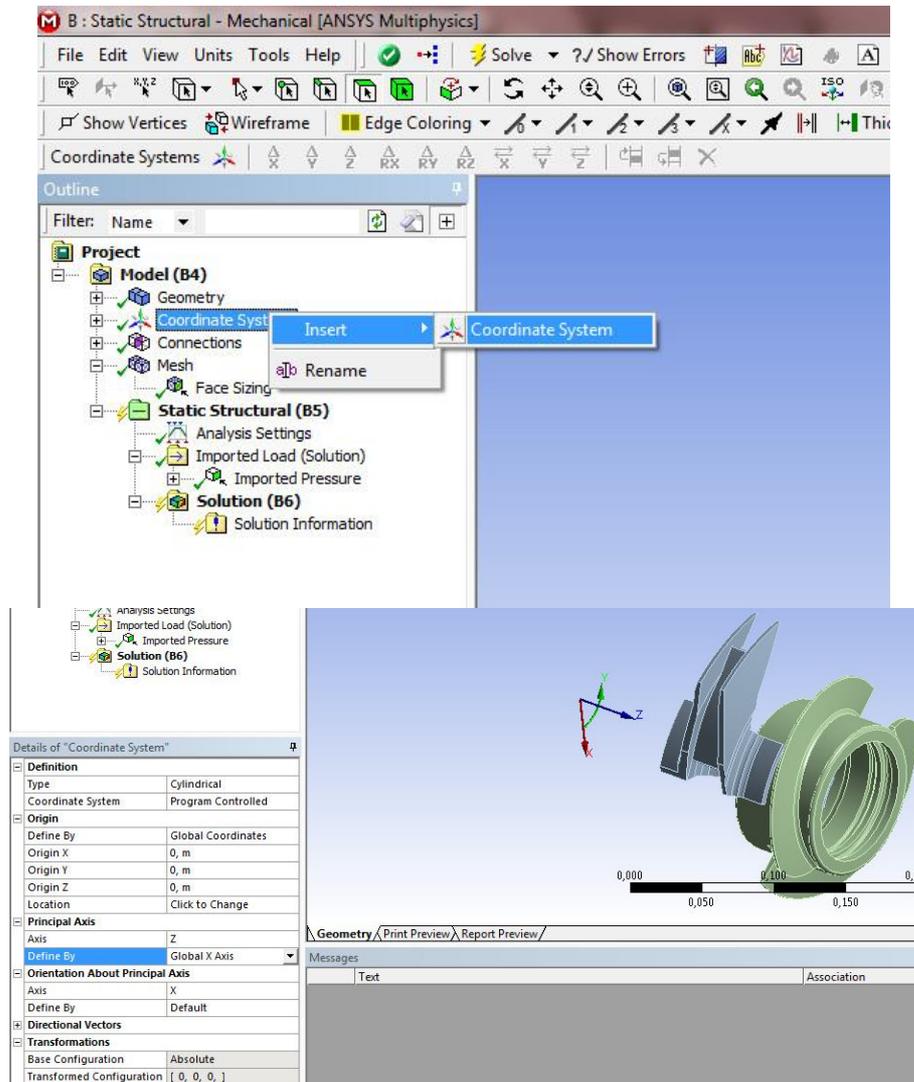


Рис. 3.35. Создание цилиндрической системы координат

Шаг 3.5. В данный момент меню симметрии скрыто. Чтобы его отобразить выберите *Model*→*Insert*→*Symmetry* (Рис. 3.36).

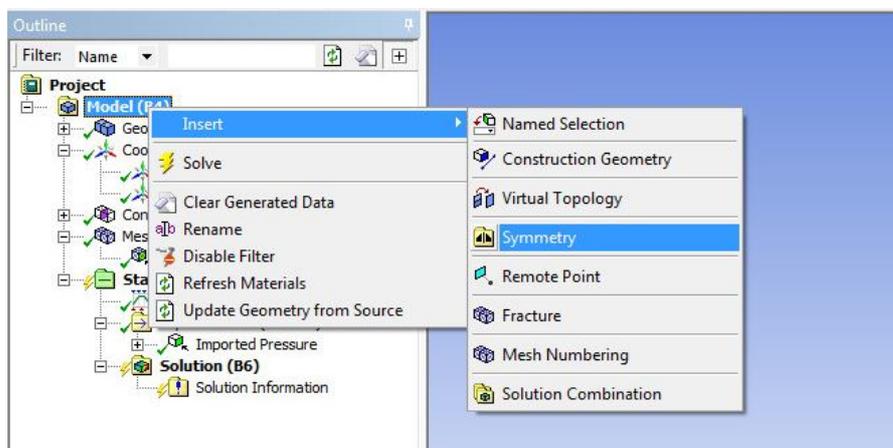


Рис. 3.36. Отображение меню симметрии

Шаг 3.6. Появится меню симметрии, создайте циклическую симметрию *Symmetry*→*Insert*→*Cyclic Region* (Рис. 3.37).

Шаг 3.7. Появится меню создания циклической симметрии в нем в *Low Boundary* и *High Boundary* выберите противоположные стороны диска (Рис. 3.38). Цилиндрическая система координат выбирается автоматически.

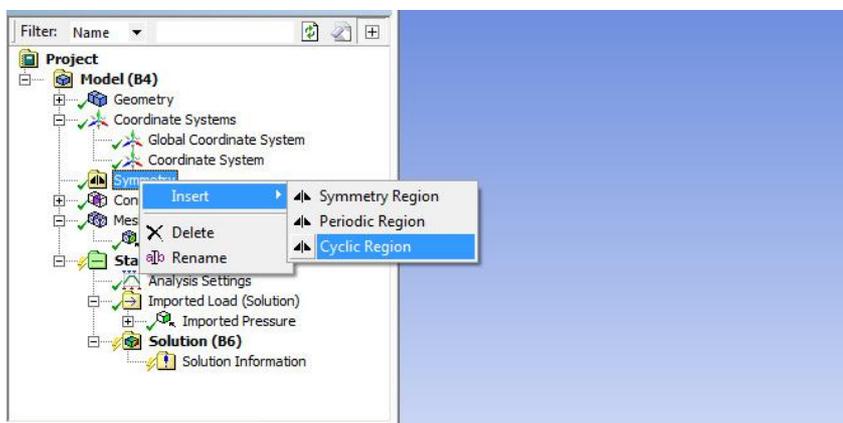


Рис. 3.37. Выбор циклической симметрии

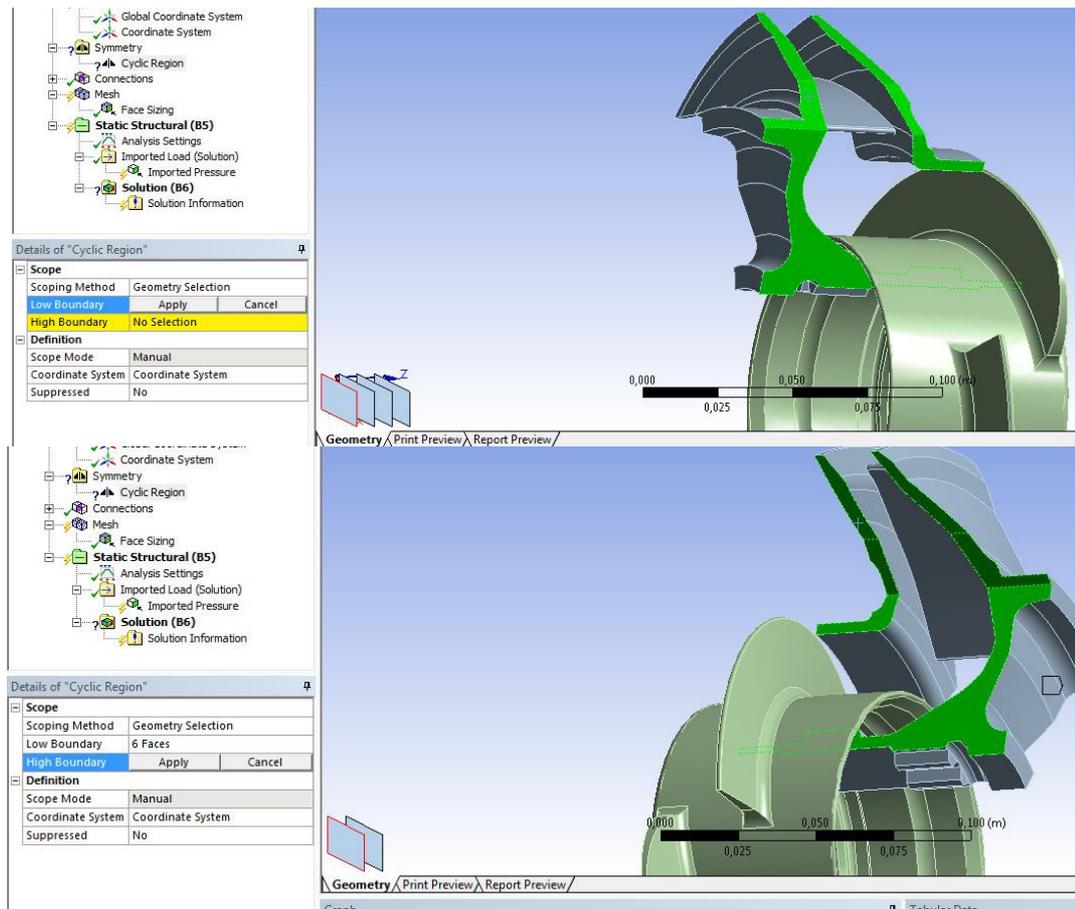


Рис. 3.38. Меню настройки циклической симметрии

В результате отобразится полный диск насоса (Рис. 3.39). Не стоит беспокоиться о том, что шнек тоже «зациклился», это недочет Ansys.

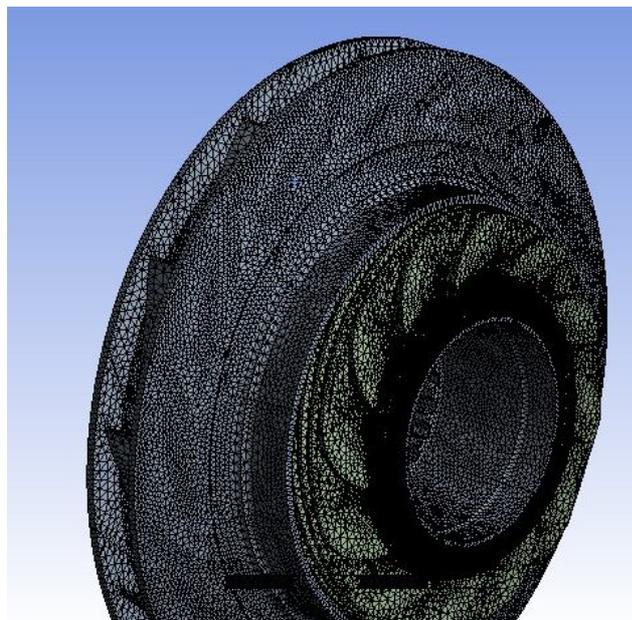


Рис. 3.39. Сеточная модель с циклической симметрией

Шаг 3.8. Чтобы скрыть лишние сегменты нажмите *Vive*→*Visual Expansion* (Рис. 3.40).

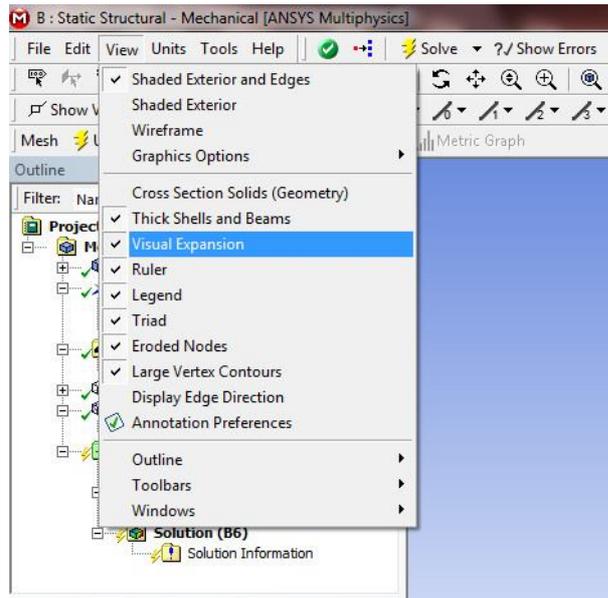


Рис. 3.40. Отключение отображения циклической симметрии

Шаг 4. Задание нагрузки и граничных условий находится в *Static Structural*→*Insert* (Рис. 3.41). В данном меню можно задавать ускорение, гравитацию, центробежную нагрузку, температуру, различные давления, силы, моменты, закрепления и т.д.

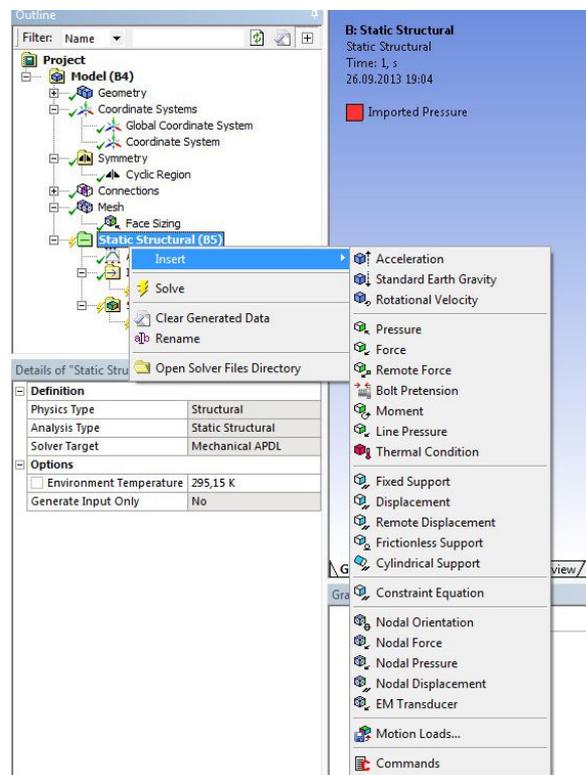


Рис. 3.42. Меню нагрузки и граничных условий

Так как наша модель вращается, то помимо газовой нагрузки надо приложить центробежную нагрузку и, соответственно, закрепить ее.

Шаг 4.1. Приложите центробежную нагрузку (*Static Structural*→*Insert*→*Rotational Velocity*) (Рис. 3.43).

Шаг 4.2. Definition By – направление вектора вращения (*Components*).

Шаг 4.3. Coordinate System – выбор системы координат, по которой будет раскладываться вектор (созданная цилиндрическая СК).

Шаг 4.4. Z Component – величина скорости по оси Z (17456 об/мин).

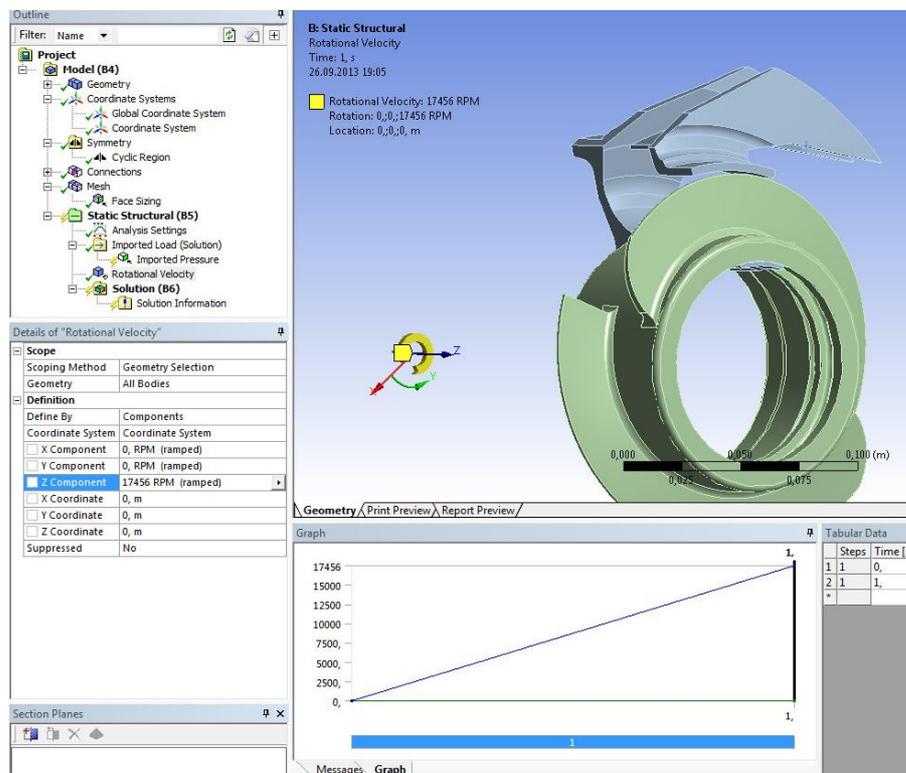


Рис. 3.43. Приложение центробежной нагрузки

Шаг 5. После приложения нагрузок модель необходимо ограничить в перемещениях. В нашем случае необходимо ограничить модель от радиального и углового перемещения в шлицах (Рис. 3.44), а от осевого перемещения на торце диска и торце шнека (Рис. 3.45).

Шаг 5.1. Создайте ограничение (*Static Structural*→*Insert*→*Displacement*).

Шаг 5.2. В *Geometry* выберите поверхность, которая будет ограничена.

Шаг 5.3. В *Coordinate System* выберите СК, относительно которой осуществляется ограничение (в нашем случае созданная цилиндрическая СК).

Шаг 5.4. В *Component* выберите направление относительно которого произойдет ограничение. Здесь также можно не только ограничить поверхность, но и задать ей движение. Для этого вместо нулевого перемещения нужно задать закон движения.

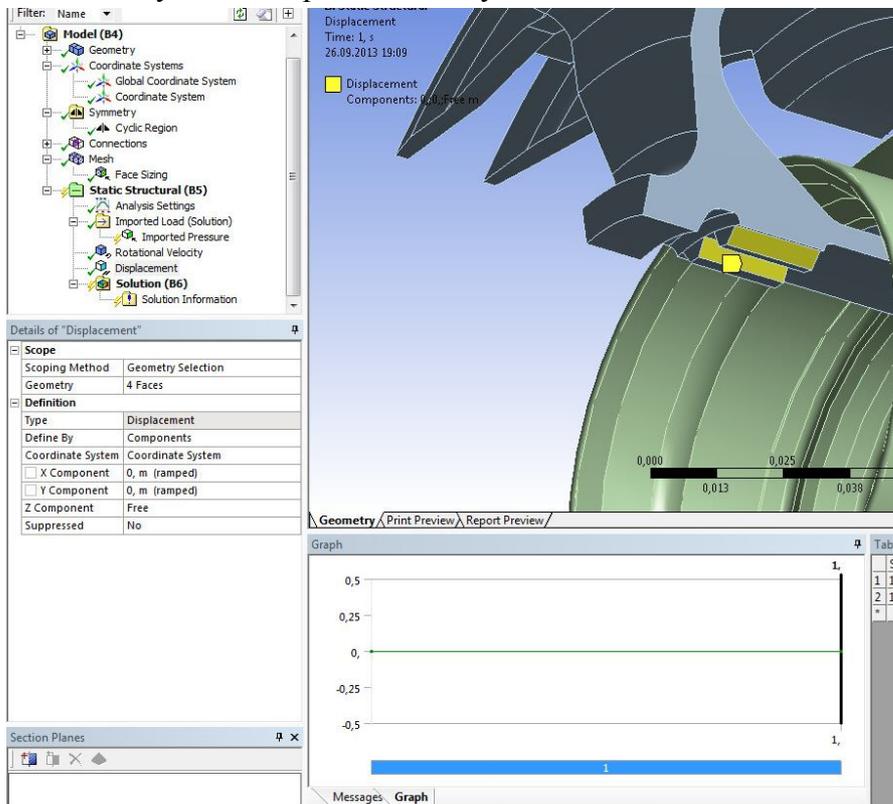


Рис. 3.44. Ограничение в радиальном и угловом направлениях

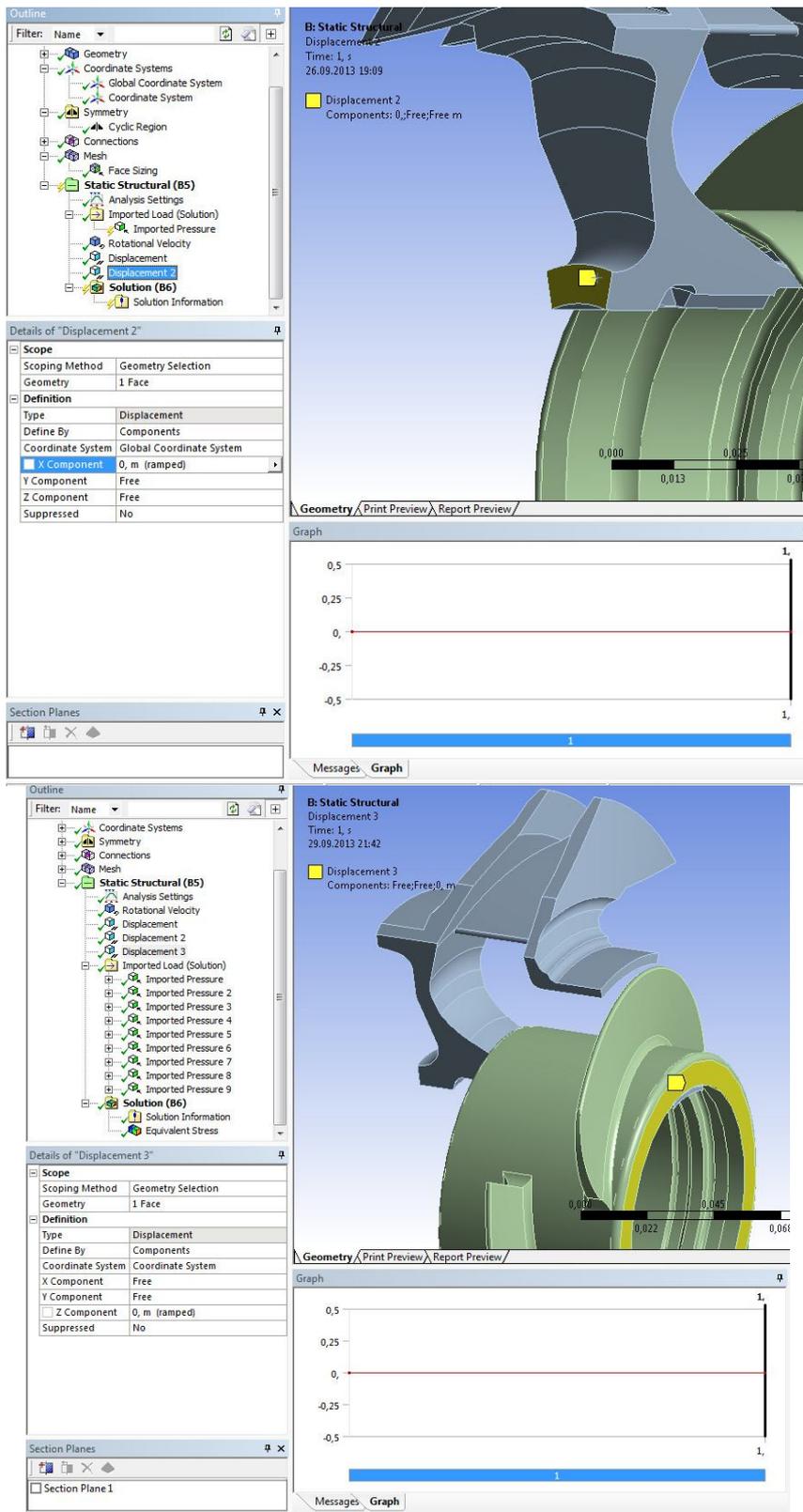


Рис. 3.45. Ограничение в осевом направлении

3.4 Проведение расчета и анализ полученных результатов

Шаг 1. После создания расчетной модели проводится расчет. Старт расчета находится *Static Structural*→*Solve* (Рис. 3.46).

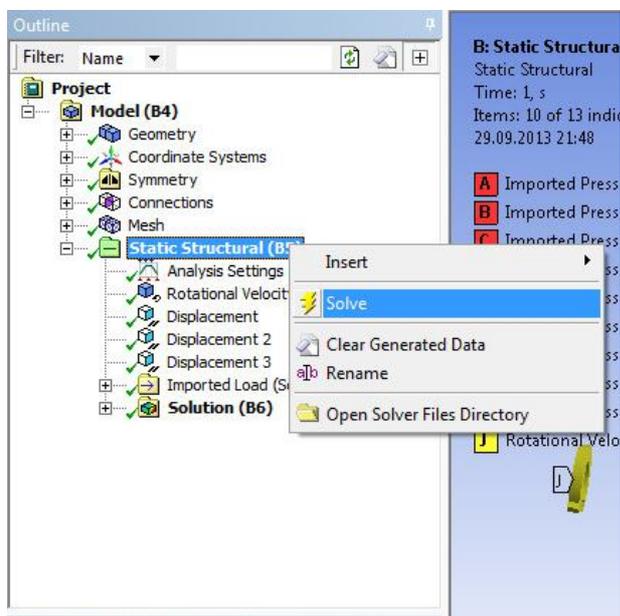


Рис. 3.46. Старт расчета

Шаг 2. После окончания расчета, необходимо указать какой параметр хочется видеть в результате. Для этого пройдите по пути *Solution*→*Insert* и выберите нужную вкладку.

Шаг 2.1. Выберите *Solution*→*Insert*→*Stress*→*Normal Stress* – нормальные напряжения (Рис. 3.47).

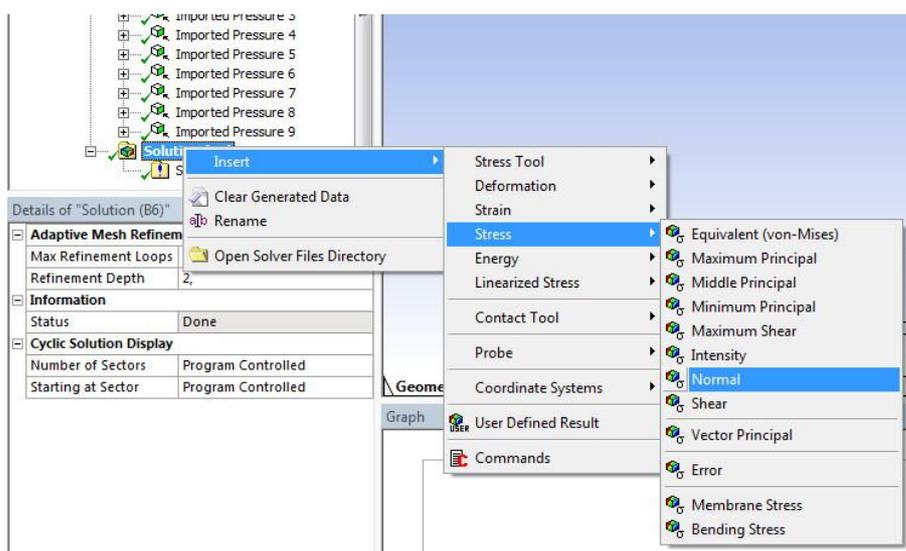


Рис. 3.47. Выбор эквивалентных напряжений

Шаг 2.2. В *Normal Stress* выберите созданную цилиндрическую систему координат и радиальную ось *X* (Рис. 3.48).

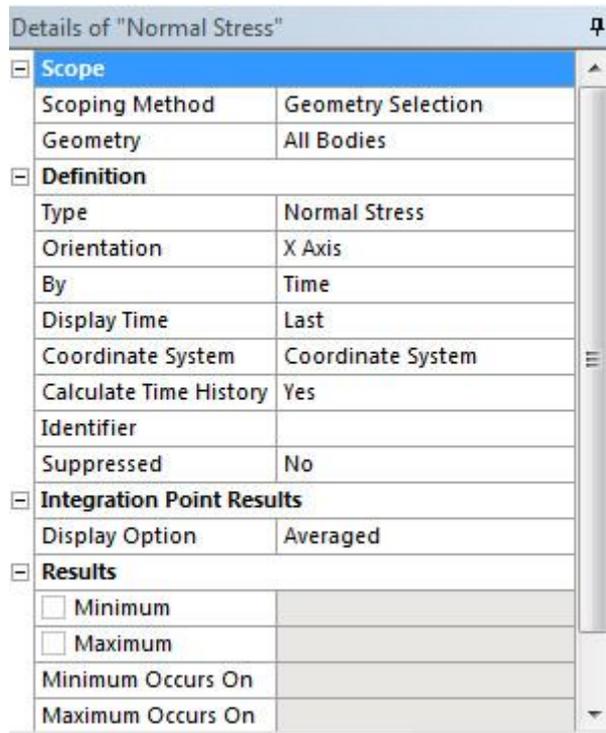


Рис. 3.48. Задание радиальных напряжений

Шаг 2.3. Чтобы посчитать результат нажмите *Evaluate All Results* (Рис. 3.49).

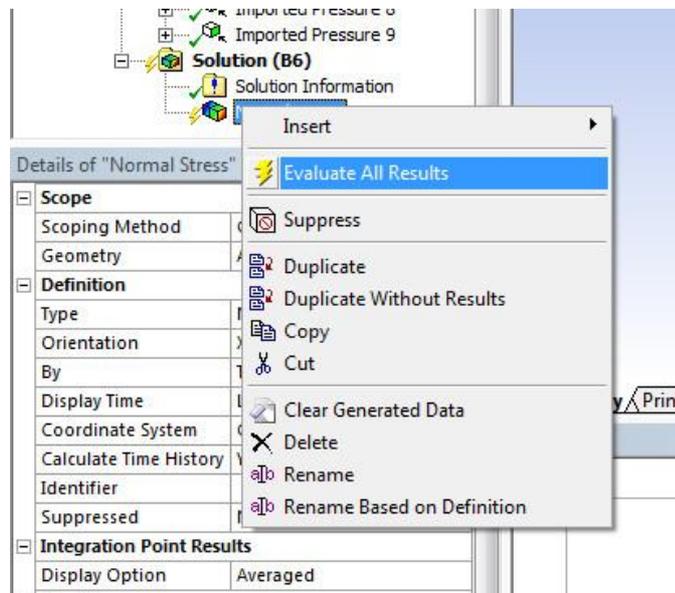


Рис. 3.49. Расчет нормальных напряжений

Шаг 2.4. Результаты отображаются в окне геометрии после нажатия на соответствующий расчет во вкладке *Solution* (Рис. 3.50).

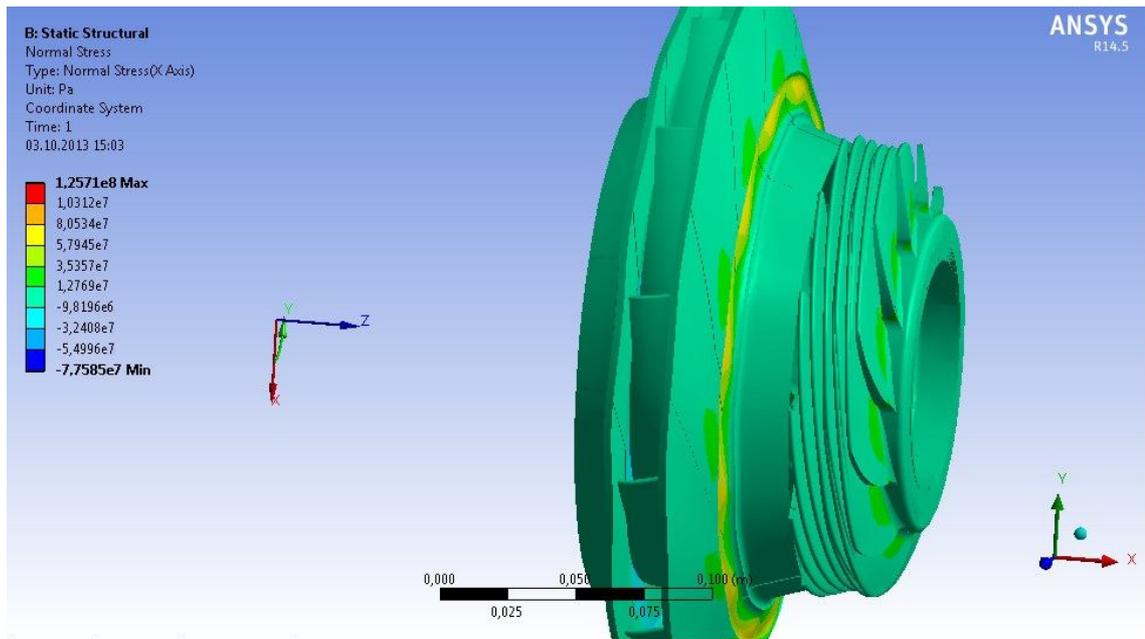


Рис. 3.50. Результаты расчета радиальных напряжений

Шаг 2.5. Чтобы отобразить часть геометрии ее нужно расечь плоскостью сечения, которая создается в окне **Section Planes** (Рис. 3.51).



Рис. 3.51. Окно создания плоскости сечения

Рассечение плоскостью позволяет посмотреть распределение посчитанного параметра в «труднодоступных» местах (Рис. 3.52).

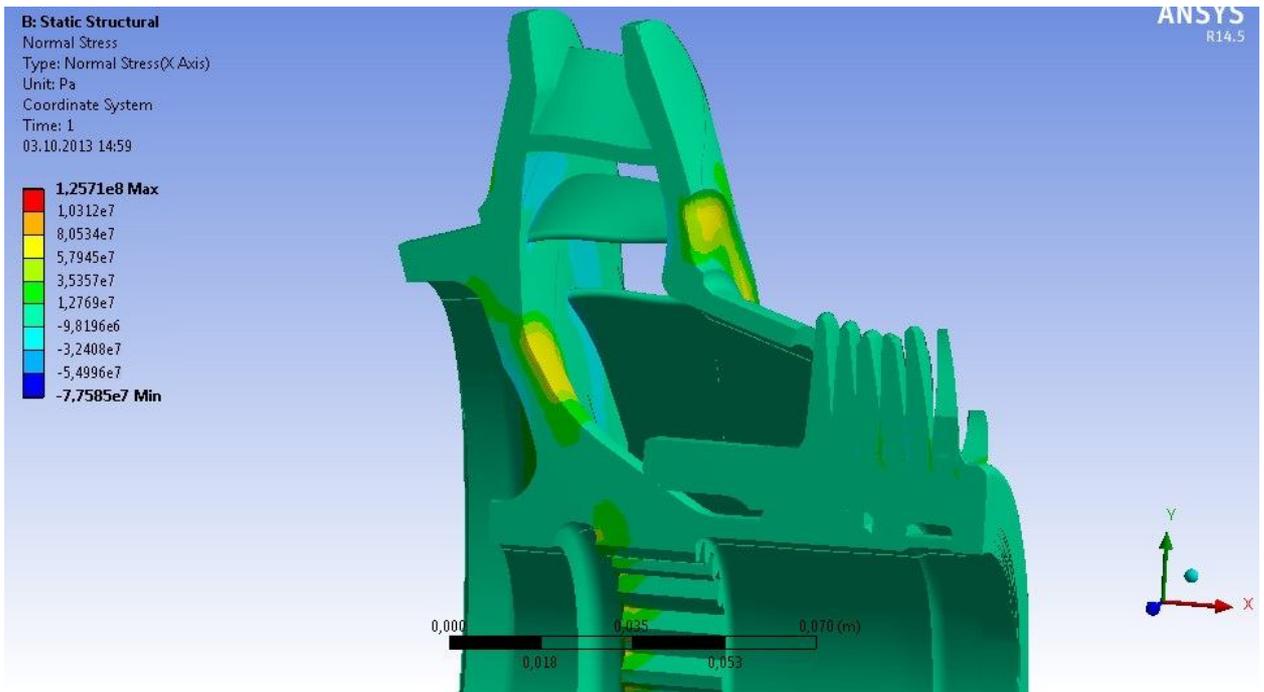


Рис. 3.52. Результаты расчета после сечения плоскостью

Шаг 2.6. Прделайте аналогичные операции для отображения окружных напряжений, только вместо оси *X* выберите ось *Y* (Рис. 3.53).

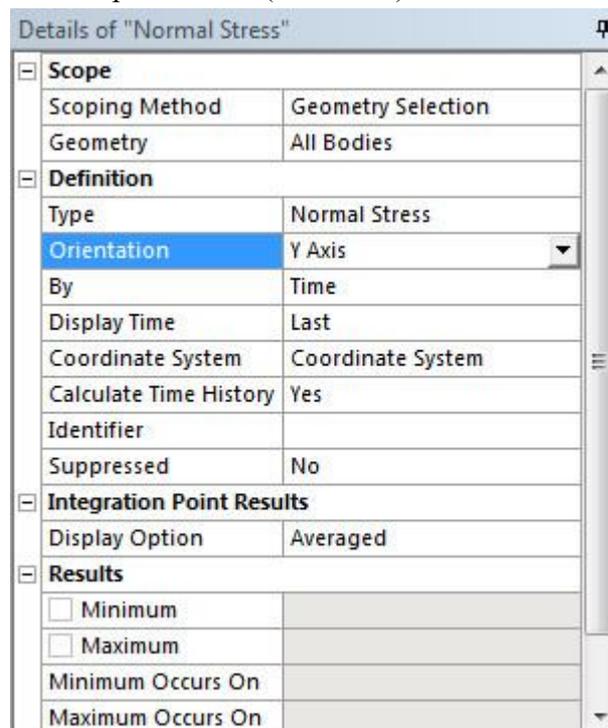


Рис. 3.53. Задание окружных напряжений

В результате отобразятся окружные напряжения (Рис. 3.54).

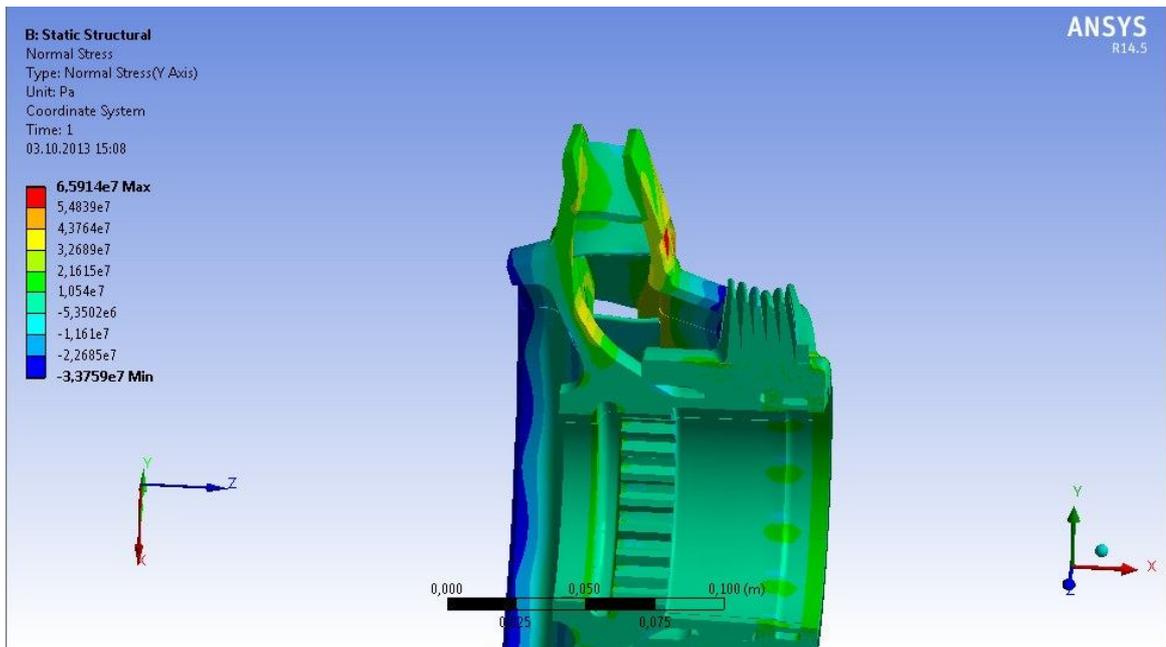


Рис. 3.54. Задание окружных напряжений

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящем пособии изложены основные положения решения сопряжённых задач гидродинамического и прочностного проектирования одних из наиболее нагруженных и ответственных структурных элементов турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей – рабочих центробежных колёс и шнеков насосов. Они в значительной степени определяют экономическую эффективность и надёжность всего ЖРД.

Как следует из уже имеющегося опыта [8], использование компьютерных технологий в сквозных курсовых работе и проекте по ТНА, выполняемых на кафедрах ТДЛА и КиПДЛА, способствует более качественной подготовке специалистов. Применение основных приёмов работы с гидродинамическим пакетом ANSYS CFX и прочностным пакетом ANSYS Static Structural для моделирования напряжённо-деформированного состояния рабочих колёс насосов ТНА ЖРД в сопряжённой постановке, содержащихся в настоящем пособии, будет способствовать модернизации образования на факультете ДЛА СГАУ. Этому содействуют подробно разобранные в настоящем пособии особенности проведения газодинамического и прочностного анализа, использование результатов газодинамического расчёта в качестве граничных условий при прочностном анализе.

Получены следующие результаты:

- проведён анализ разработанных и перспективных конструкций насосов ТНА ЖРД в России и за рубежом;
- выявлены особенности рабочего процесса и проектирования рабочих колёс шнекоцентробежных насосов ТНА ЖРД;
- разработана методика численного моделирования потока в шнекоцентробежных насосах с использованием CFD-пакета ANSYS CFX;
- разработана методика численного моделирования напряжённо-деформированного состояния шнеков и рабочих колёс шнекоцентробежных насосов с использованием прочностного пакета ANSYS Static Structural;
- разработаны учебно-методические материалы, позволяющие студенту освоить методику сопряжённого (газодинамического и прочностного) моделирования шнекоцентробежных насосов ТНА ЖРД с использованием CFD-пакета ANSYS CFX и прочностного кода ANSYS Static Structural.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Алемасов, В.Е. Теория ракетных двигателей: учебник для ВУЗов [Текст] / В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегаллин, А.Л. Тишин. – М.: Машиностроение, 1989. – 464 с.
2. Батулин, О.В. Газодинамическое моделирование рабочего процесса турбины с учётом присоединённых объёмов [Текст] / О.В. Батулин, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова, М.Н. Сеньчев // Решетнёвские чтения : материалы XV Междунар. науч. конф., посвящ. памяти генер. конструктора ракет.-космич. систем акад. М. Ф. Решетнёва (10–12 нояб. 2011, г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю. Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2011. – Ч.1. – С. 111 – 112.
3. Белоусов, А.И. Газодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: учеб. пособие [Текст] / А.И. Белоусов, И.П. Косицын, С.Н. Рождественский. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1974. – 136 с.
4. Белоусов, А.И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов: учеб. Пособие [Текст] / А.И. Белоусов. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1988. – 92 с.
5. Белоусов, А.И. Концептуальные вопросы проектирования конструктивных схем турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов [Текст] / А.И. Белоусов // Онтология проектирования, 2012. – № 3 (5). — С. 24 – 37.
6. Белоусов, А.И. Концептуальные вопросы выбора конструктивных схем турбонасосов [Текст] / А.И. Белоусов // Разработка, производство и эксплуатация турбоэлектронасосных агрегатов и систем на их основе: труды VII Междунар. науч.-техн. конф. «СИНТ 13» (16-20 сент. 2013, г. Воронеж). – Воронеж: ИПЦ «Научная книга», 2013. — С. 11 – 24.
7. Белоусов, А.И. Использование принципов теории смазки для решения актуальных проблем, возникающих при создании новой техники [Текст] / А.И. Белоусов // Разработка, производство и эксплуатация турбоэлектронасосных агрегатов и систем на их основе: труды VII Междунар. науч.-техн. конф. «СИНТ 13» (16-20 сент. 2013, г. Воронеж). – Воронеж: ИПЦ «Научная книга», 2013. — С. 30– 46.
8. Белоусов, А.И. Конструирование ТНА и элементов камеры ЖРД с использованием 3D-моделей: учеб. пособие [Текст] / А.И. Белоусов, В.А. Борисов, А.М. Жижкин, А.В. Иванов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 132 с.
9. Белоусов, А.И. Расчёт осевых сил, действующих в турбомашине: учеб. пособие [Текст] / А.И. Белоусов, А.И. Иванов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.
10. Бондарчук, П.В. Моделирование колебаний, нагружения и деформирования элементов двигателя под действием газовых, центробежных и силовых нагрузок с использованием САД/САЕ пакетов [Электрон. ресурс]: Электрон. учеб. пособие / Сост. П.В. Бондарчук, Д.П. Давыдов, А.С. Котов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. – 209 с.
11. Гахун, Г.Г. Конструкция и проектирование ЖРД: учебник для ВУЗов [Текст] / Г.Г. Гахун, В.И. Баулин, В.А. Володин и др.; Под ред. Г.Г. Гахуна. – М.: Машиностроение, 1989. – 424 с.
12. Добровольский, М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования [Текст] / М.В. Добровольский. – М.: Машиностроение, 2005. – 488 с.
13. Ермаков, А.И. Решение сопряжённых задач и моделирование деформирования элементов в программном комплексе Ansys [Электрон. ресурс]: Электрон. учеб. пособие / А.И. Ермаков, А.О. Шкловец. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.

14. Иванов, А.В. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД: монография [Текст] / А.В. Иванов, А.И. Белоусов, А.И. Дмитренко. – Воронеж: ГОУ ВПО ВГТУ, 2011. – 284 с.
15. Кривцов, А.В. Разработка компьютерной модели многоступенчатого осевого компрессора и исследование влияния основных геометрических параметров на его энергетическую эффективность [Текст] // Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П.А. Соловьева, 2012. – №2 (23). — С. 16-19.
16. Лебединский, Е.В. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование [Текст] / Е.В. Лебединский [и др.], под ред. акад. РАН А.С. Коротева. – М.: Машиностроение, 2008. – 512 с.
17. Лебединский, Е.В. Компьютерные модели жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Е.В. Лебединский [и др.], под ред. акад. РАН А.С. Коротева. – М.: Машиностроение, 2009. – 376 с.
18. Овсянников, Б.В. Теория и расчёт агрегатов питания ЖРД: учебник для ВУЗов [Текст]. / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1986. – 375 с.
19. Пичугин, Д.Ф. Конструкция и проектирование агрегатов двигателей летательных аппаратов: учеб. пособие [Текст] / Д.Ф. Пичугин. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1989. – 244 с.